

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

**Návrh mechanismu stěrače čelního skla
vozidla městské dopravy**

**Design of a Windscreen Wiper Mechanism
of an Urban Transport Vehicle**

Student: Bc. Marek Tošenovjan

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Ostrava 2018

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Marek Tošenovjan**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Návrh mechanismu stěrače čelního skla vozidla městské dopravy**
Design of a Windscreen Wiper Mechanism of an Urban Transport Vehicle
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhnete mechanismus stěrače kolejového vozidla městské dopravy s motorem a převodovkou vycházející z tramvaje Avenio. Parkovací poloha stěrače je vlevo ve směru jízdy. Celková hmotnost stěrače nesmí překročit 25 [kg].

Pevnostní výpočty kritických částí proveďte pro zatížení plynoucí ze zrychlení $\pm 2g$ ve všech osách. Parametry: délka stěrače je 900 [mm], počet cyklů při pomalém stírání je 21 ± 5 [1/min], cyklem je pohyb tam a zpět (z parkovací do parkovací polohy), napětí pro motor je 24 [VDC]. Uchycovací body k rámu tramvaje budou definovány z 3D modelu jakož i potřebná plocha stírání a maximální zástavbová oblast. Zadavatelem diplomové práce je firma Siemens s.r.o., Divize Mobility Engineering.

Seznam doporučené odborné literatury:

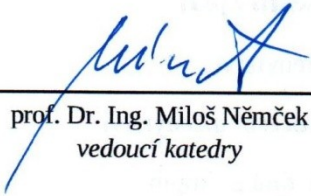
BOLEK, A., KOCHMAN, J. a kol. *Části strojů I,II*. Praha: SNTL, 1989. 776s. ISBN 80-03-0046-7.
MORAVEC, V., HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 72 s. ISBN 978-80-248-0878-9.
NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*. 2. vydání. Skripta. Ostrava: VŠB-TUO. 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.
NĚMEC, J., DVOŘÁK, J., HÖSCHL, C. *Pružnost a pevnost ve strojírenství*. Praha: SNTL, 1989. 599s. ISBN 80-03-00193-5.
ROBERT C. JUVINALL, KURT M. MARSHEK. *Fundamentals of machine component design*. Second Edition. 1991. John Wiley & Sons.
SHIGLEY, J., E., MISCHKE CH., R., BUDYNAS R., G. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTUM, 2010. 1186 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

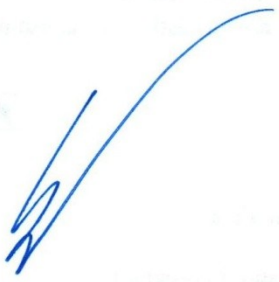
Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 21. května 2018

Jošenovjan Marek.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на вѣдомі, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 21. května 2018



Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Marek Tošenovjan

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Raškovice 449, 739 04 Pražmo

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce panu doc. Ing. Květoslavu Kalábovi, Ph.D. za odborné vedení a poskytnutí cenných rad při zpracování této práce, panu Ing. Petru Drastíkovi z firmy Siemens s.r.o., Divize Mobility Engineering za pomoc při řešení konstrukčních problémů.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

TOŠENOVJAN, M. *Návrh mechanismu stěrače čelního skla vozidla městské dopravy: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2018, 51 s. Vedoucí práce: Kaláb, K.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem a pevnostní kontrolou mechanismu stěrače čelního skla vozidla městské dopravy. V úvodu jsou představeny jednotlivé druhy stíracích mechanismů. V další části je popsán stávající mechanismus stěrače. Hlavní částí práce je návrh mechanismu stěrače a návržení motoru s převodovkou pro zadané parametry. Nakonec je provedena pevnostní kontrola kritických součástí. V příloze diplomové práce je obsažena částečná výkresová dokumentace.

ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS

TOŠENOVJAN, M. *Design of a Windscreen Wiper Mechanism of an Urban Transport Vehicle: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine parts and Mechanisms, 2018, 51 p. Thesis head: Kaláb, K.

Master thesis deals with engineering design and strength control of a windscreen wiper mechanism of an urban transport vehicle. The introduction present different types of wiping mechanisms. Next there is described current wiper mechanism. The main part deals with engineering design of the wiper mechanism and gear motor selection with specified input parametres. Finally it is done a strength control of critical components. Partial drawing documentation is contained in the enclosure of the master thesis.

Obsah

Úvod.....	1
1 Přehled stíracích mechanismů.....	2
1.1 Rozdělení dle systému stírání.....	2
1.2 Rozdělení dle typu mechanismu	6
1.3 Stírací systém tramvaje Avenio	8
2 Popis uložení mechanismu stěrače tramvaje Avenio	9
3 Návrh pohonu stěrače.....	12
3.1 Provozní zatížení působící na stěrač	12
3.1.1 Odporová třecí síla stěrače	13
3.1.2 Moment na hřídeli stěrače	13
3.1.3 Moment na hřídeli pohonu	13
3.1.4 Potřebný výkon motoru.....	16
3.2 Volba pohonu	17
3.2.1 Kontrola potřebného výkonu pohonu.....	20
4 Pevnostní kontrola šroubového spoje.....	21
4.1 Provozní zatížení působící na šrouby nádrže	22
4.1.1 Výpočet tuhostí šroubů a přírub	24
4.1.2 Výpočet sil působících na šroub.....	26
4.1.3 Výpočet statické bezpečnosti a zhodnocení variant	28
4.2 Kontrola šroubů rámu	31
5 Pevnostní kontrola mechanismu stěrače	34
5.1 Čepy ojnice pákového převodu	34
5.1.1 Průběh ohybového momentu.....	35
5.1.2 Výpočet statické bezpečnosti	35
5.1.3 Výpočet dynamické bezpečnosti	36
5.2 Kontrola ojnice na vzpěr	38
5.3 Hřídel ramene stěrače.....	40
5.3.1 Ohybový a krouticí moment.....	41
5.3.2 Výpočet statické bezpečnosti	43
5.3.3 Výpočet dynamické bezpečnosti	44
6 Výpočet rozvinuté délky ohýbaného materiálu nádrže	46
7 Závěr	48
8 Seznam použité literatury.....	49
Seznam příloh	51

Seznam použitého značení

E_{pr}	modul pružnosti v tlaku přírub	[MPa]
E_{s}	modul pružnosti v tahu šroubu	[MPa]
F_{k}	osová síla ojnice	[N]
F_{KR}	kritická síla pro vzpěrnou pevnost	[N]
F_{Ns}	normálová přitlačná síla na list stěrače	[N]
F_{o}	předpětí ve šroubu	[N]
F_{pr}	síla v přírubě	[N]
F_{s}	síla ve šroubu	[N]
F_{w}	odporová síla listu stěrače	[N]
$F^{//}$	axiální provozní síla ve šroubu	[N]
F^{\perp}	radiální (příčná) provozní síla ve šroubu	[N]
J_{MIN}	minimální kvadratický moment průřezu šroubu	[mm ⁴]
L	rozvinutá délka ohýbaného materiálu	[mm]
L_{VZP}	vzpěrná délka ojnice	[mm]
M_{k}	krouticí moment	[N·m]
M_{o}	ohybový moment	[N·m]
M_{M}	moment pohonu	[N·m]
M_{TM}	třecí moment pod maticí	[N·m]
M_{TZ}	třecí moment na závitu	[N·m]
M_{u}	utahovací moment	[N·m]
P	rozteč závitu	[mm]
P_{M}	výkon motoru	[W]
$P_{\text{M, kat}}$	výkon motoru katalogový	[W]
R_{e}	mez kluzu	[MPa]
R_{m}	mez pevnosti	[MPa]
S_{pr}	deformovaný průřez přírub	[mm ²]
S_{\square}	plocha průřezu čtverce	[mm ²]
S_{o}	plocha průřezu kruhu	[mm ²]
W_{o}	průřezový modul v ohybu	[mm ³]

a	délka hrany čtyřhranu	[mm]
c_{pr}	tuhost přírub v tlaku	[N·mm ⁻¹]
c_s	tuhost šroubu v tahu	[N·mm ⁻¹]
d_d	průměr díry pro šroub	[mm]
d_f	fiktivní průměr	[mm]
d_{red}	redukovaný průměr trubky	[mm]
d_2	střední průměr závitu	[mm]
d_3	malý průměr závitu	[mm]
f	součinitel smykového tření pod maticí	[-]
f_z	součinitel smykového tření na závitu	[-]
h	výška matice	[mm]
i	převodový poměr	[-]
j_{MIN}	minimální kvadratický poloměr průřezu jádra šroubu	[mm]
k	výška hlavy šroubu	[mm]
k_{EU}	součinitel vzpěrné bezpečnosti podle Eulera	[-]
k_d	součinitel dynamické bezpečnosti	[-]
k_s	součinitel statické bezpečnosti	[-]
l_k	délka kliky (vahadla)	[mm]
l_m	délka páky (kliky) motoru	[mm]
l_p	tloušťka podložky	[mm]
l_{pr}	tloušťka příruby	[mm]
l_w	délka ramene stěrače	[mm]
$l_{1,2}$	vnější rozměry ohýbaného materiálu	[mm]
n	počet cyklů při stírání	[min ⁻¹]
r	poloměr ohybu	[mm]
s_k	rozměr pro klíč	[mm]
t	tloušťka ohýbaného materiálu	[mm]
z_1	zkrácení v místě ohybu	[mm]

α	úhel profilu závitu	[°]
α_k	poloha kliky (vahadla)	[°]
α_m	poloha ramene (kliky) motoru	[°]
α_1	součinitel koncentrace napětí	[-]
β	vrubový součinitel	[-]
ε_v	součinitel velikosti	[-]
η	účinnost klikového mechanismu	[-]
η_p	součinitel jakosti povrchu	[-]
λ_m	mezní štíhlost	[-]
λ_s	štíhlostní poměr šroubu	[-]
ρ	poloměr vrubu	[mm]
σ_C	mez únavy materiálu	[MPa]
σ_C^x	mez únavy reálné součásti	[MPa]
σ_o	napětí v ohybu	[MPa]
σ_t	tahové napětí	[MPa]
σ_{red}	redukované napětí	[MPa]
τ_k	napětí v krutu	[MPa]
τ_{Ck}^x	mez únavy v krutu reálné součásti	[MPa]
φ'	redukovaný třecí úhel	[°]
ψ	úhel stoupání závitu	[°]
\sqrt{A}	Neuberova konstanta	[-]

Úvod

Diplomová práce se zabývá návrhem mechanismu stěrače čelního skla kolejového vozidla městské dopravy. Motor a převodovka vychází z tramvaje Avenio, která je provozována na Mnichovské lince. Parkovací poloha stěrače je vlevo ve směru jízdy a celková hmotnost stěrače nesmí překročit 25 [kg]. Délka stěrače je 900 [mm], počet cyklů při pomalém stírání 21 ± 5 [min^{-1}] (při rychlém stírání 36 ± 5 [min^{-1}]), motor stejnosměrný 24 [V]. Dále je zde požadavek na zvýšení objemu nádrže na kapalinu do ostřikovačů ze stávajících 7 [l] na 9 [l].

V úvodu práce je zpracována rešerše, ve které je uvedený přehled a rozdělení jednotlivých druhů stíracích mechanismů dle určitých kritérií. Práce je dále složena z teoretické části a samotného konstrukčního návrhu. Teoretická část se zabývá teorií stírání, určením potřebných parametrů motoru na základě přitlačné síly působící na list stěrače. Na základě teorie a zadaných parametrů je zpracován konstrukční návrh mechanismu stěrače, který obsahuje návrhové a kontrolní výpočty. Částečná výkresová dokumentace je obsažena v příloze.

Stanovil jsem si následující cíle práce.

Cíle práce:

- Zpracování rešerše
- Vyšetření stírané plochy
- Zobrazení maximální zástavbové oblasti
- Stanovení potřebných parametrů motoru na základě přitlačné síly na list stěrače
- Zvolení vhodného pohonu
- Konstrukční návrh nádrže na kapalinu do ostřikovačů a mechanismu stěrače
- Pevnostní kontrola kritických míst

1 Přehled stíracích mechanismů

Mechanismus stěrače slouží k čištění (odstranění vody, sněhu, solí, bláta a dalších nečistot) zejména čelního skla vozidla. Zajištění nerušeného výhledu je velmi důležité pro provoz vozidla. Jedná se o prvek aktivní bezpečnosti. Mechanismus stěrače lze v krajním případě označit za prvek pasivní bezpečnosti a to v případě nehody, kdy by hrozilo uvolnění částí mechanismu a zranění osob. Proto budou kritické části podrobeny pevnostním výpočtům pro zatížení ze zrychlení $\pm 2g$.

Jednotlivé typy stíracích mechanismů lze rozdělit dle systému stírání, tvaru stírané plochy, oblasti použití nebo typu mechanismu.

1.1 Rozdělení dle systému stírání

Dle systému stírání lze rozlišit radiální, pantograf, rotační a další. Kapitola je zpracována z literatury [11], [14].

Radiální stírací systém

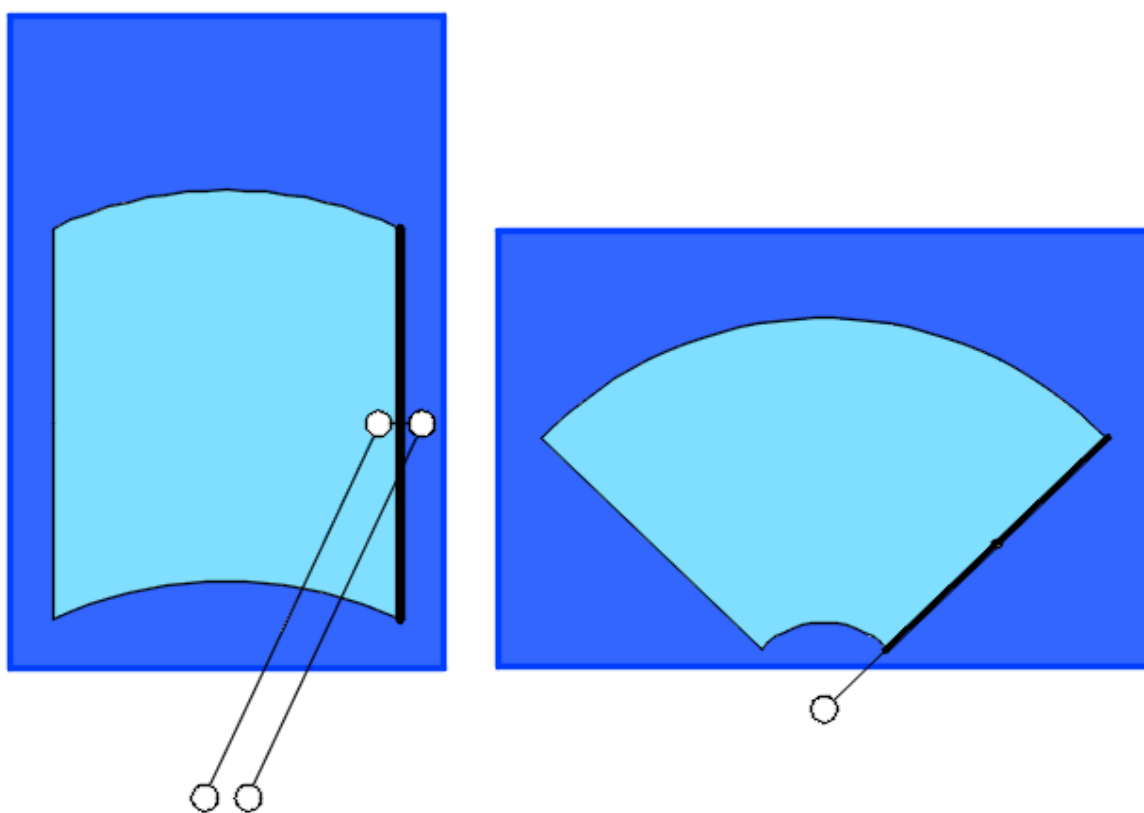
Radiální stěrač je takový, kdy je list stěrače veden ramenem po trajektorii tvaru oblouku. Největší oblibu nese v automobilovém průmyslu.

Pantograf

Stírací systém typu pantograf (též zvaný paralelogram) využívá pro vedení listu stěrače dvojité rameno (dvě ramena - vahadla, která jsou vůči sobě rovnoběžná). Ke koncům ramen je pomocí hřídelových čepů připevněný adaptér. K tomuto adaptéru je uchycen list stěrače, který je při stírání udržován rovnoběžně vůči bočnímu okraji skla.

Porovnání radiálního systému a pantografu

Co se týče rozdílu použití pantografu a radiálního systému, pantograf je vhodný pro vysoká úzká skla. Radiální naopak pro úzká široká skla. Dle vzdálenosti pohánějícího hřídele od okraje skla, se obvykle používá radiální systém pro kratší vzdálenost a pantograf naopak pro delší. Při stírání dochází k opotřebení stíracího bříty. Z tohoto ohledu je systém pantograf výhodnější, protože dochází k rovnoměrnému opotřebení. Na rozdíl od radiálního stěračce, u kterého dochází k nerovnoměrnému opotřebení (čím je bod na stíracím bříty dále od hřídele, tím je větší obvodová dráha a opotřebení).



Obr. 1.1 – Porovnání pantografu (vlevo) a radiálního systému stěračce (vpravo)

Rotační stěrač

Elektrický motor otáčí kruhový disk s integrovaným sklem konstantními otáčkami cca 2000 [min⁻¹]. Nečistoty jsou vlivem odstředivé síly odváděny pryč z povrchu skla. V minulosti byl rotační stěrač použitý v některých osobních automobilech, lokomotivách nebo tramvajích. V současnosti má hlavní využití v námořní dopravě. Nachází uplatnění také v obráběcích centrech, kde odstranění chladicí kapaliny umožňuje sledovat proces obrábění.

Hlavní výhodou tohoto systému je zajištění viditelnosti i při extrémních podmínkách, při absenci stíracího prvku (břitu), který by podléhal opotřebení.

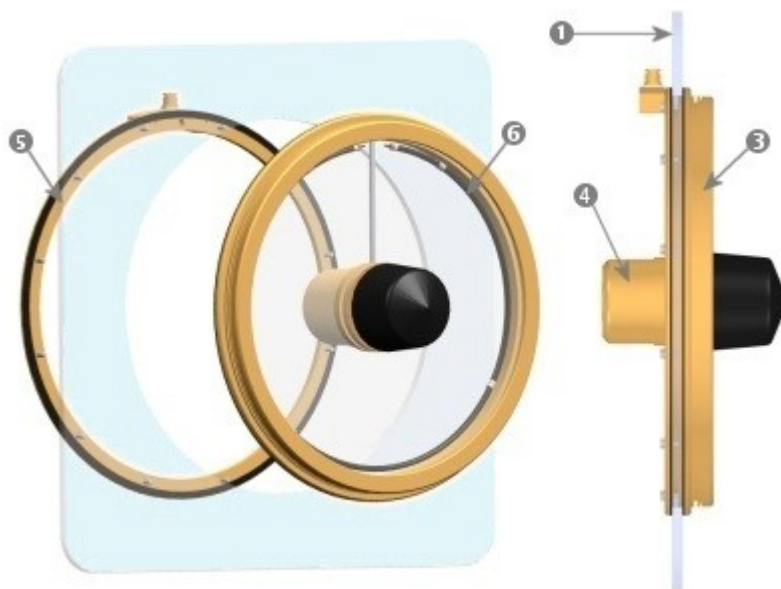
Nevýhodou je omezený výhled vlivem velikosti průzoru a umístěním motoru. Je nevhodný pro zaoblená skla.

Použití rotačního stěrače na historickém osobním automobilu lze vidět na následujícím obrázku.



Obr. 1.2 – Rotační stěrač - použití na historických automobilech [8]

Na následujícím obrázku jsou popsány jednotlivé části rotačního stěrače.



Obr. 1.3 – Rotační stěrač SPEICH Clear View [14]
(1 – sklo, 3 – příruba, 4 – motor, 5 – příruba tvaru mezikruží s těsněním,
6 – vyhřívání)

Další systémy stírání

V letecké, silniční i kolejové dopravě se lze setkat s čistěním čelního skla *pomocí vzduchu*. Lze rozlišit *aktivní* a *pasivní* systém:

Aktivní systém – používá pro čištění stlačený vzduch.

Pasivní systém – využívá přirozený nápor vzduchu proti pohybu vozidla.

Pro zlepšení odvodu vody ze skla se používají *hydrofobní přípravky* tzv. tekuté stěrače. Takto ošetřené čelní sklo zajišťuje viditelnost i při extrémních podmínkách (prudký déšť a vysoká rychlost vozidla), kdy běžné mechanické stírací systémy již nemusí stačit.

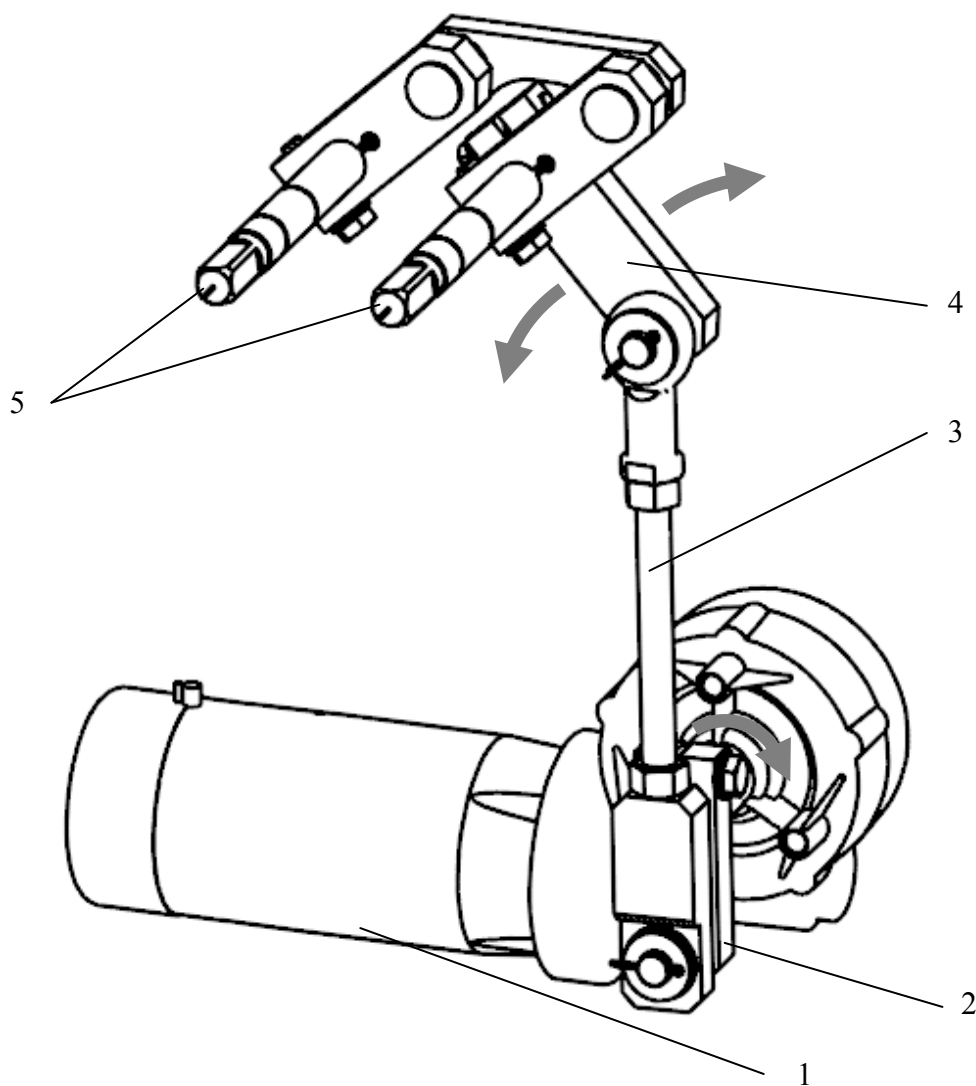
Nevýhodou pasivního systému, je potřebná určitá minimální rychlost vozidla. Proto je ve většině případů tento systém kombinován s běžnými mechanickými systémy stírání, které jsou nepostradatelné při nižších rychlostech.

1.2 Rozdělení dle typu mechanismu

Podle typu mechanismu se lze setkat s klikovým mechanismem s pákovým převodem, mechanismem s pružným hřídelem a dalšími.

Kliko – vahadlový kloubový mechanismus

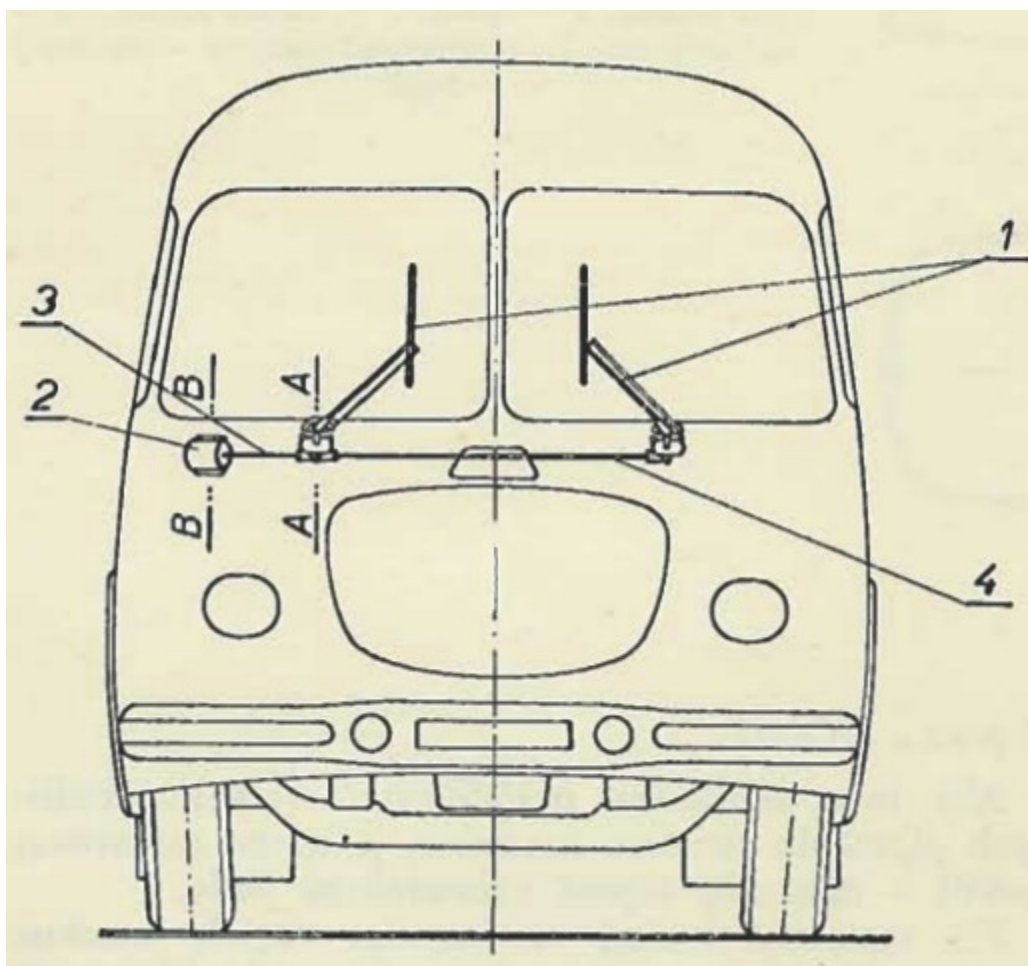
V tramvaji Avenio je použitý kliko-vahadlový kloubový mechanismus, který převádí pomocí ojnice otáčivý pohyb kliky na kývavý pohyb vahadla. Výhodou kloubových mechanismů je jednoduchá výroba, možnost seřízení, snadná údržba a mazání. Nevýhodou může být nedostatečná přesnost pohybu a větší zástavbový prostor.



Obr. 1.4 – Kliko-vahadlový mechanismus stěrače tramvaje Avenio
(1 – pohon, 2 – klika, 3 – ojnice, 4 – vahadlo, 5 – hřídelové čepy)

Mechanismus s pružným hřídelem

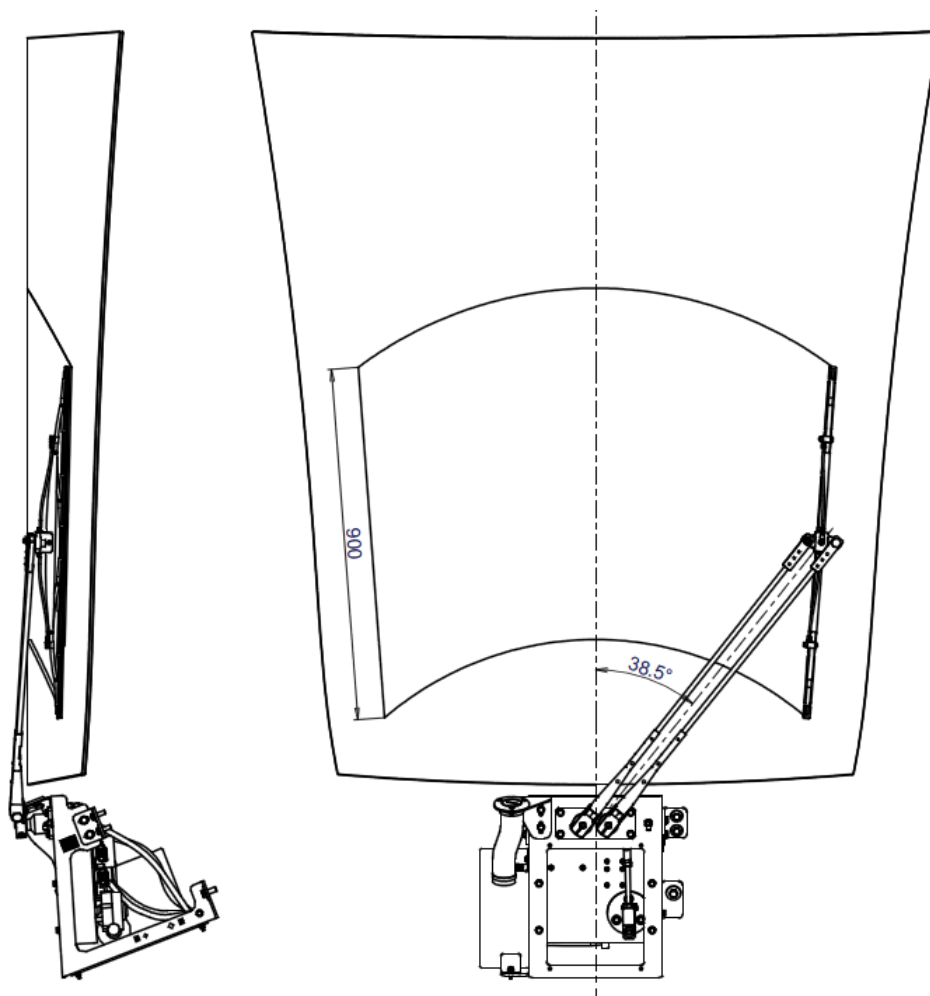
Autobus Škoda 706 RTO je osazen mechanismem stěrače s pružným hřídelem a hřebenovým převodem. Používá stírací systém pantografu.



Obr. 1.5 – Mechanismus s pružným hřídelem Škoda 706 RTO [9]
(1 – stírací souprava, 2 – elektromotor, 3,4 – ohebný hřídel)

1.3 Stírací systém tramvaje Avenio

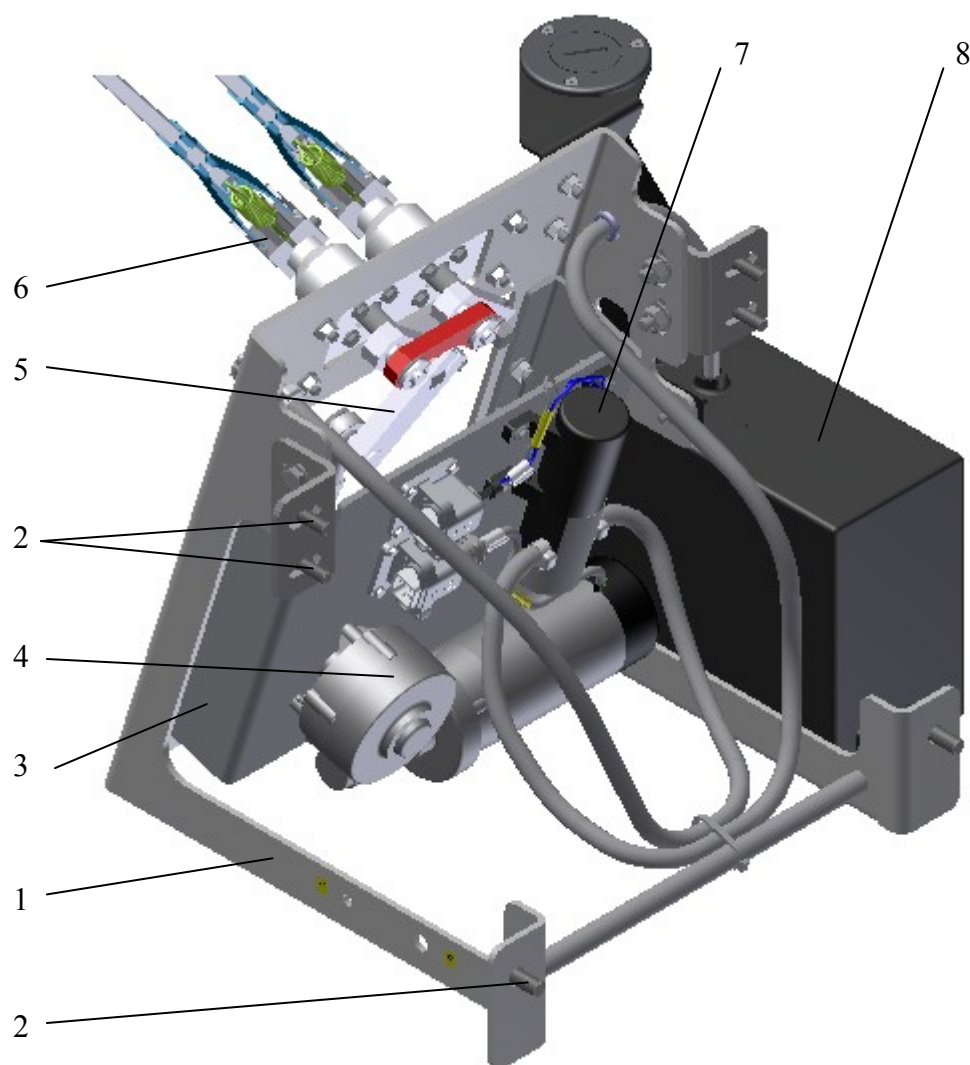
Pro stírání čelního skla tramvaje Avenio je použitý systém pantografu (neboli paralelogram - dvojklikový typ čtyřkloubého mechanismu). Tento systém je použitý, jelikož zajišťuje dostatečně velkou stíranou plochu pro výhled strojvedoucího. Splňuje minimální plochu výhledu dle normy UIC 651. Vyšetřovaná stíraná plocha je zobrazena na obr. 1.6.



Obr. 1.6 – Stíraná plocha tramvaje Avenio

2 Popis uložení mechanismu stěrače tramvaje Avenio

Mechanismus stěrače tramvaje je zobrazený na obr. 2.1. Klikový mechanismus s pákovým převodem je umístěn v prostoru mezi dvěma hlavními částmi rámu – rámem stěrače a konzolou. Tyto části jsou vyrobeny z 5 mm ocelového (S355) plechu. Ke konzole je připevněn pohon mechanismu a mimo jiné také čerpadlo pro ostřikovač. K rámu stěrače je připevněn výstup mechanismu respektive ramena stěrače a v boční části je umístěna nerezová nádrž pro kapalinu do ostřikovačů. Rám stěrače je připojen k rámu tramvaje pomocí 6 ks nerezových (A4-80) šroubů – v horní části jsou 4 ks M10 a v dolní části 2 ks M12.



Obr. 2.1 – Uložení mechanismu stěrače tramvaje Avenio

(1 – rám stěrače, 2 – šrouby pro připojení k rámu tramvaje, 3 – konzola, 4 – pohon,
5 – mechanismus stěrače, 6 – stěrač, 7 – čerpadlo pro ostřikovač,
8 – nádrž ostřikovače)

Hmotnost stávajícího systému

Jelikož celková hmotnost stěrače nesmí překročit 25 [kg], je zapotřebí zjistit hmotnost jednotlivých částí stávajícího systému.

Tab. 2.1 – Hmotnost stávajícího systému stěrače

Část systému stěrače	Hmotnost [kg]
Rám (vč. držáků)	7,76
Konzola	5,31
Pohon (motor)	5,09 (4,6)
Stěrač	3,24
Čerpadlo	0,772
Nádrž	5,10
Celková hmotnost	27,3

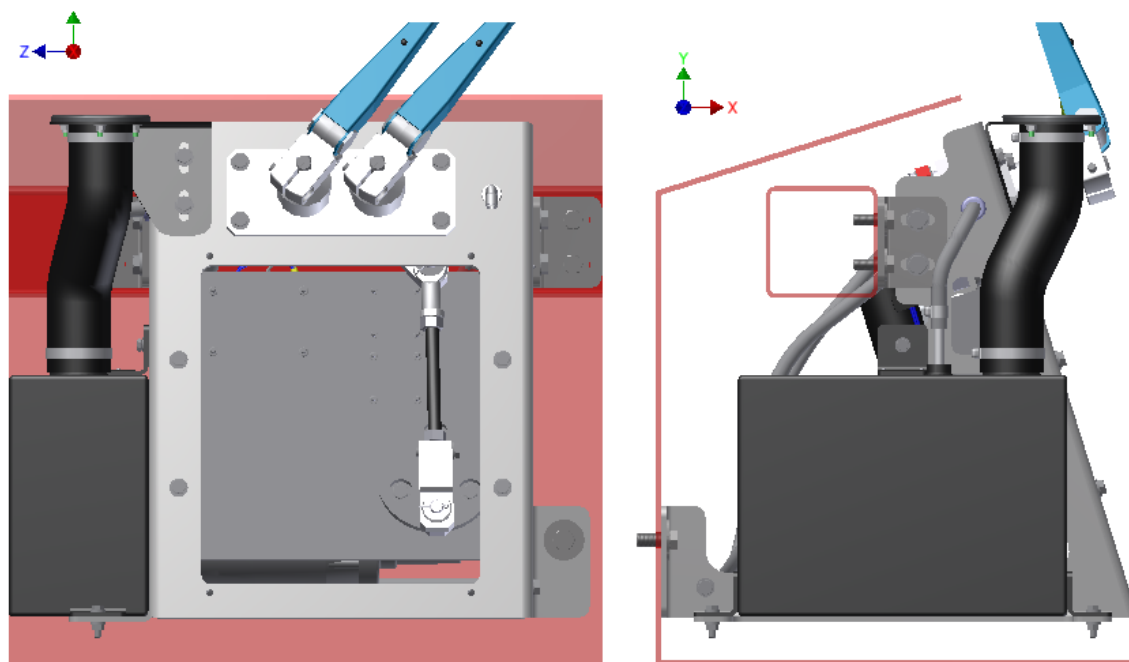
Po optimalizaci se ušetří hmotnost 1,9 [kg] změnou pohonu a 0,42 [kg] změnou tloušťky plechu nádrže na 1,5 [mm].

Tab. 2.2 – Hmotnost po optimalizaci

Část systému stěrače	Hmotnost [kg]
Rám	7,76
Konzola	5,31
Pohon (motor)	3,19 (2,70)
Stěrač	3,24
Čerpadlo	0,772
Nádrž	4,67
Celková hmotnost	24,9

Zobrazení maximální zástavbové oblasti

Mechanismus stěrače nesmí přesáhnout červeně vyznačenou oblast dle následujícího obrázku.



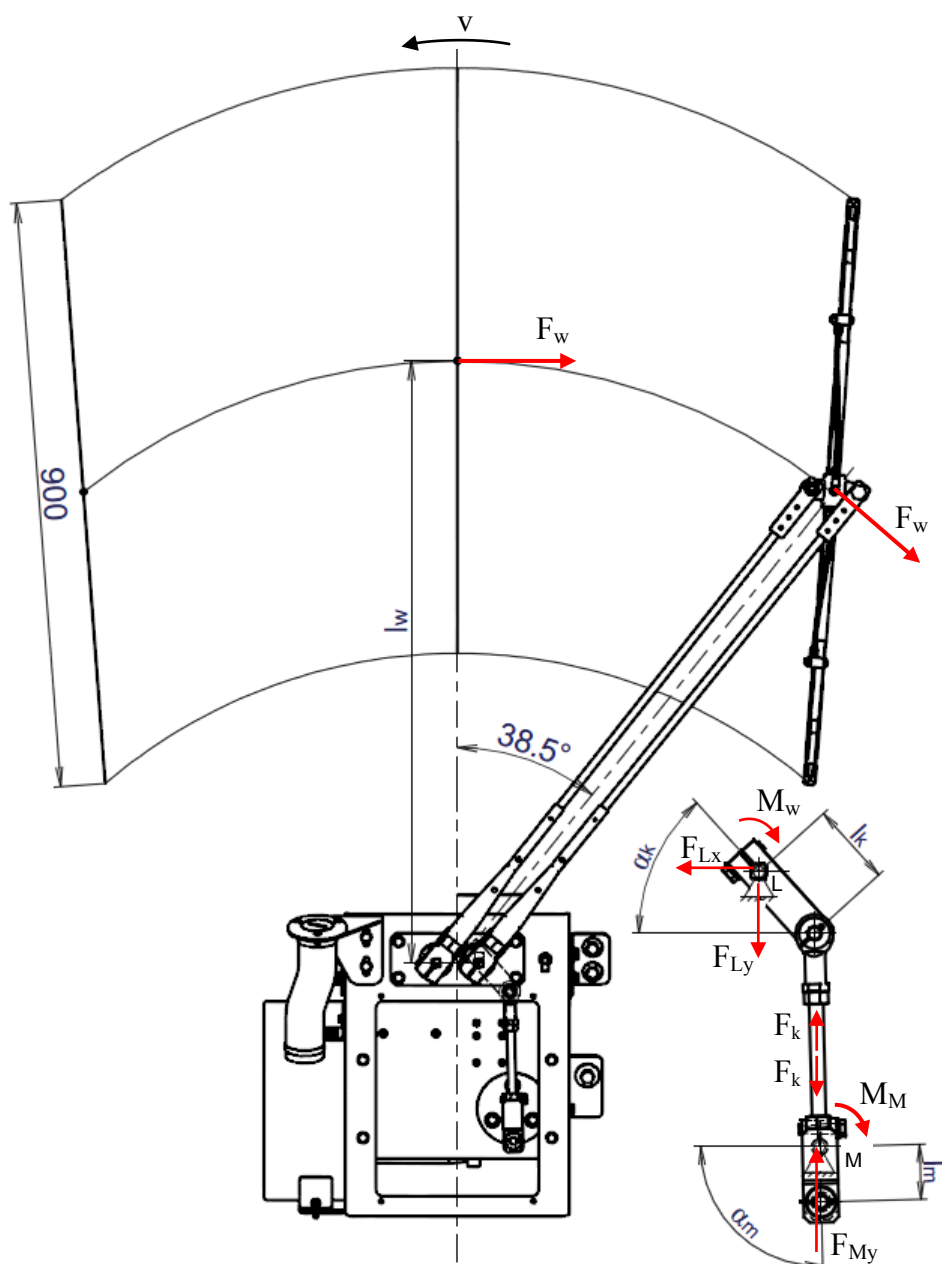
Obr. 2.2 – Zobrazení maximální zástavbové oblasti

3 Návrh pohonu stěračů

Pro návrh pohonu je zapotřebí vypočítat potřebný moment, případně i převodový poměr.

3.1 Provozní zatížení působící na stěrač

Rozbor zatížení působící na stěrač je patrný z následujícího obrázku.



Obr. 3.1 – Schéma zatížení mechanismu

3.1.1 Odporová třecí síla stěrače

Při návrhu pohonu stěrače vycházím z tečné odporové třecí síly F_w působící na stěrač:

$$F_w = F_{Ns} \cdot f_{g-s} = 17,5 \cdot 1,1 = 19,25 \text{ [N]} \quad (3.1)$$

F_{Ns} – přítláčná (normálová) síla působící na list stěrače; $F_{Ns} = 17,5 \text{ [N]}$

f_{g-s} – koeficient tření mezi stíracím břitem a suchým sklem; $f_{g-s} = 1,1 [-]$

Velikosti přítláčné síly a koeficientu tření byly poskytnuty firmou Siemens. Protože testování mechanismu stěrače probíhá při suchém skle, je i pro výpočet uvažována hodnota koeficientu tření mezi stíracím břitem a sklem pro sklo suché. V reálném provozu, kdy bude stíráno sklo mokré, bude koeficient tření (respektive i přítláčná síla) menší. Výpočet bude na straně bezpečnosti.

3.1.2 Moment na hřídeli stěrače

Moment na hřídeli stěrače M_w (respektive na hřídeli pákového mechanismu) vyvozený odporovou silou F_w na rameni l_w :

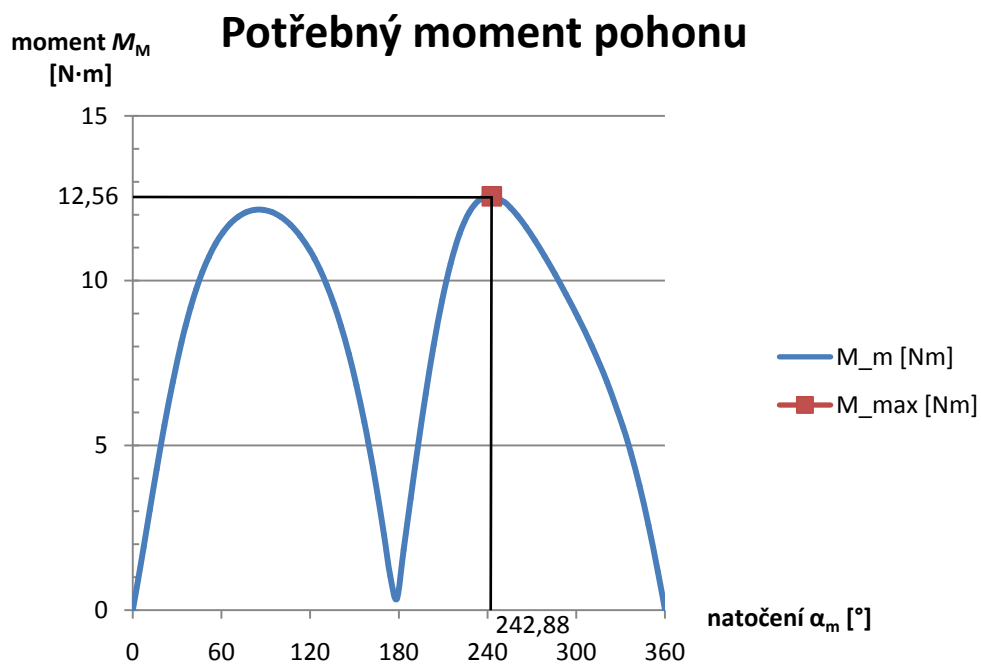
$$M_w = F_w \cdot l_w = 19,25 \cdot 932 \cdot 10^{-3} = 17,94 \text{ [N]} \quad (3.2)$$

l_w – délka ramene stěrače, z konstrukčního řešení vyplývá $l_w = 932 \text{ [mm]}$

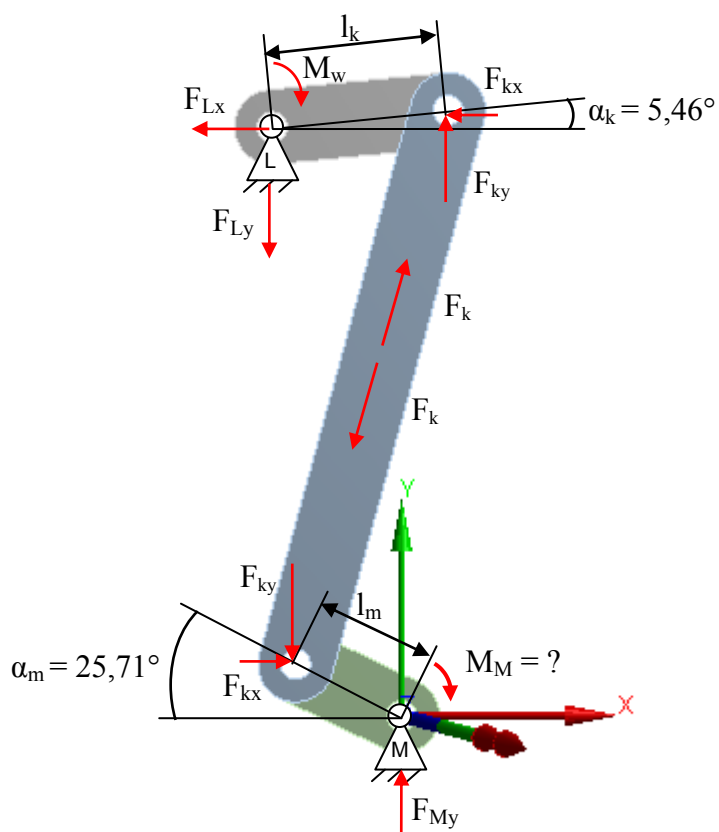
3.1.3 Moment na hřídeli pohonu

Potřebný moment na výstupní hřídeli pohonu určím pomocí software Ansys Workbench 18.2. Konkrétně pomocí analýzy ve výpočetním modulu *rigid dynamics*.

Maximální moment na pohonu a polohu klikového mechanismu, při tomto momentu lze vidět na obr. 3.2, obr. 3.3 a také v příloze č. 1.



Obr. 3.2 – Potřebný moment na výstupním hřídeli pohonu v závislosti na poloze kliky



Obr. 3.3 – Poloha (zjednodušeného modelu klikového mechanismu) při maximálním momentu na klikové hřídeli

Kontrola potřebného momentu pohonu M_M početně

$$\sum M_{i_L} = 0; F_k \cdot l_k - M_w = 0 \quad (3.3)$$

$$F_k = \frac{M_w}{l_k} = \frac{17,94}{70,7 \cdot 10^{-3}} = 253,8 \text{ [N]}$$

$$F_{ky} = F_k \cdot \cos \alpha_k = 253,8 \cdot \cos 5,46 = 252,7 \text{ [N]}$$

$$F_{kx} = F_k \cdot \sin \alpha_k = 253,8 \cdot \sin 5,46 = 24,2 \text{ [N]}$$

$$\sum M_{i_M} = 0; -F_{kx} \cdot l_m \cdot \sin \alpha_m + F_{ky} \cdot l_m \cdot \cos \alpha_m - M_M = 0 \quad (3.4)$$

$$\begin{aligned} M_M &= -F_{kx} \cdot l_m \cdot \sin \alpha_m + F_{ky} \cdot l_m \cdot \cos \alpha_m = \\ &= -24,2 \cdot 47 \cdot 10^{-3} \cdot \sin 25,71 + 252,7 \cdot 47 \cdot 10^{-3} \cdot \cos 25,71 = 10,2 \end{aligned}$$

$$M_M = 10,2 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

α_k – úhel natočení hřídele stěrače (respektive vahadla)

α_m – úhel natočení výstupního hřídele pohonu (kliky motoru)

l_k – délka ramene kliky (vahadla)

l_m – délka kliky motoru (pohonu)

Vypočítaný potřebný moment pohonu dle rovnice (3.4) se vlivem zaokrouhlování liší od momentu zjištěného pomocí software Ansys (obr. 3.2). Pro další výpočet bude s ohledem na bezpečnost použita vyšší z obou hodnot, tzn. $M_M = 12,56 \text{ [N} \cdot \text{m]}$.

3.1.4 Potřebný výkon motoru

Potřebný výkon motoru bude zjištěn na základě potřebných výstupních otáček pohonu, respektive počtu cyklů při pomalém a rychlém stírání (dle zadání $n_p = 21 \pm 5 \text{ min}^{-1}$ a $n_r = 36 \pm 5 \text{ min}^{-1}$) a potřebného momentu pohonu M_M (viz kap. 3.1.3), pomocí následujícího vztahu:

$$P_M = M_M \cdot \frac{2\pi \cdot n}{60} \cdot \frac{1}{\eta} \quad [\text{W}] \quad (3.5)$$

η – účinnost klikového mechanismu; volím $\eta = 0,8$ [-]

Potřebný výkon motoru při pomalém stírání

$$P_M = 12,56 \cdot \frac{2\pi \cdot 21}{60} \cdot \frac{1}{0,8} = 34,5 \text{ [W]} \quad (3.6)$$

Potřebný výkon motoru při rychlém stírání

$$P_M = 12,56 \cdot \frac{2\pi \cdot 36}{60} \cdot \frac{1}{0,85} = 59,2 \text{ [W]} \quad (3.7)$$

Potřebný výkon motoru při pomalém stírání pro $M_M = 10,2 \text{ [N}\cdot\text{m]}$

$$P_M = 10,2 \cdot \frac{2\pi \cdot 21}{60} \cdot \frac{1}{0,8} = 28,0 \text{ [W]} \quad (3.8)$$

Potřebný výkon motoru při rychlém stírání pro $M_M = 10,2 \text{ [N}\cdot\text{m]}$

$$P_M = 10,2 \cdot \frac{2\pi \cdot 36}{60} \cdot \frac{1}{0,8} = 48,0 \text{ [W]} \quad (3.9)$$

3.2 Volba pohonu

Hlavním úkolem této práce je nahrazení stávajícího pohonu. Pohon bude zvolen na základě zjištěného potřebného momentu (respektive výkonu) motoru. Točivý moment motoru je nutný pro překonání odporové třecí síly, která působí na list stěrače, při kontaktu stíracího bříty se suchým sklem. Při volbě pohonu je snahou snížit hmotnost. Celková hmotnost systému stěrače nesmí překročit 25 kg.

Při hledání vhodného pohonu jsem prošel nespočet katalogů a kontaktoval českou i zahraniční podporu výrobců motorů (mimo jiné: Siemens, Bosch, Valeo, SWF).

V první řadě bylo snahou najít pohon Siemens. V portfoliu však nabízí stejnosměrné motory jen s mnohonásobně vyšším výkonem, než je potřebný. Valeo má v nabídce spoustu pohonů, ale neposkytují potřebná data.

Nalezl jsem 2 varianty pohonu (Zeitlauf a Bosch) splňující požadované parametry.

Stávající pohon – Parvalux

Parametry stávajícího pohonu se šnekovou převodovkou – Parvalux PM50 jsou uvedeny v následující tabulce (tab. 3.1).

Tab. 3.1 – Parametry pohonu Parvalux PM50

Výstupní moment	15 [N·m]
Výstupní otáčky	25 [min ⁻¹]
Napětí	24 [V]
Převodový poměr	60 [-]
Hmotnost	4,6 [kg]



Obr. 3.4 – Stávající pohon Parvalux PM50 [16]

Zvolený pohon – Zeitlauf

Pohon (obj. č. VG.BCI6355BK1.ECP63.3.85) se skládá ze stejnosměrného motoru s permanentním magnetem a úhlové převodovky EtaCrownPlus 63 se třemi převodovými stupni. Vyniká zejména nízkou hmotností (úspora hmotnosti 1,9 [kg] vůči stávajícímu pohonu), kompaktností, vysokou účinností (73 %) a tichým chodem (40 dB).

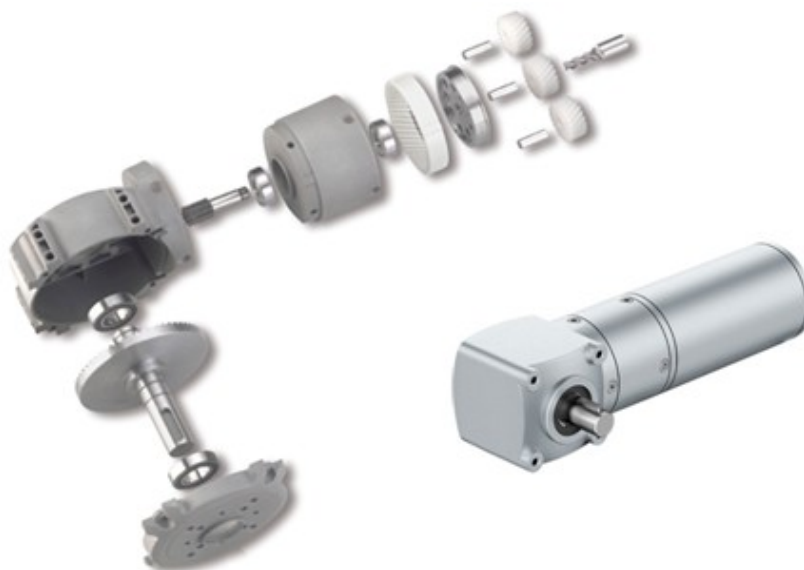
Výstupní otáčky motoru jsou v toleranci pro počet cyklů při rychlém stírání. Pro dosažení počtu cyklů při pomalém stírání bude potřeba regulace řízením vstupního proudu.

Při rychlém stírání (za podmínky kontaktu stíracího bříty a suchého skla) dochází k přetížení, což vede ke zvýšení proudu a následnému přehřátí motoru. Proto, aby nedošlo ke spálení vinutí motoru, je nutno vybavit systém teplotní pojistkou.

Parametry pohonu jsou uvedeny v následující tabulce (tab. 3.2).

Tab. 3.2 – Parametry pohonu Zeitlauf

Výstupní moment	17 [N·m]
Výkon	68 [W]
Výstupní otáčky	38,9 [min ⁻¹]
Napětí	24 [V]
Převodový poměr	84,8 [-]
Hmotnost	2,7 [kg]



Obr. 3.5 – Pohon Zeitlauf [17]

Pohon Bosch

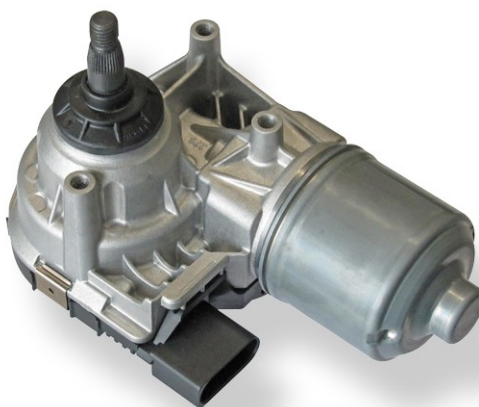
Pro rok 2018 se na trhu objevil nový motor s převodovkou od společnosti Bosch. Bosch WDA je motor stěrače navržený k provádění reverzních pohybů namísto otáčení o $360 [^\circ]$, jak je tomu u konvenčních stěračů. Každou ze dvou rychlostí lze nastavit.

Nevýhodou je potřeba použití měniče napětí 24/12 [V].

Značnou výhodou je velmi nízká hmotnost. Úspora hmotnosti proti původnímu pohonu 3,33 [kg]. Vlivem dalších konstrukčních úprav (odstranění klikového mechanismu a možnosti použití menší tloušťky plechu konzoly držící stávající motor) lze hmotnost systému stěrače ještě snížit (až o další $3 \div 4$ [kg]). Ovšem v době zpracování diplomové práce nebyly k dispozici všechny dostupné dokumenty, proto se tento pohon jevil jako nevyhovující.

Tab. 3.3 – Parametry pohonu Bosch WDA

Výstupní moment	35 [N·m]
Maximální úhel stírání	160 [°]
Výstupní počet cyklů	$0 \div 60 [\text{min}^{-1}]$
Počet rychlostí	2 [-]
Napětí	$9 \div 16$ [V]
Hmotnost	1,27 [kg]



Obr. 3.6 – Pohon Bosch WDA [15]

3.2.1 Kontrola potřebného výkonu pohonu

Provedu kontrolu potřebného výkonu zvoleného pohonu Zeitlauf. Dosazením potřebného momentu pohonu (obr. 3.2) a výstupních otáček zvoleného pohonu pro rychlé stírání (z tab. 3.2) do rovnice (3.5) získám potřebný výkon:

$$P_M = M_M \cdot \frac{2\pi \cdot n}{60} \cdot \frac{1}{\eta} = 12,56 \cdot \frac{2\pi \cdot 38,9}{60} \cdot \frac{1}{0,8} = 64,0 \text{ [W]} \quad (3.10)$$

Vypočítaný výkon musí být menší, než katalogový:

$$P_M \leq P_{M, \text{kat}} \quad (3.11)$$

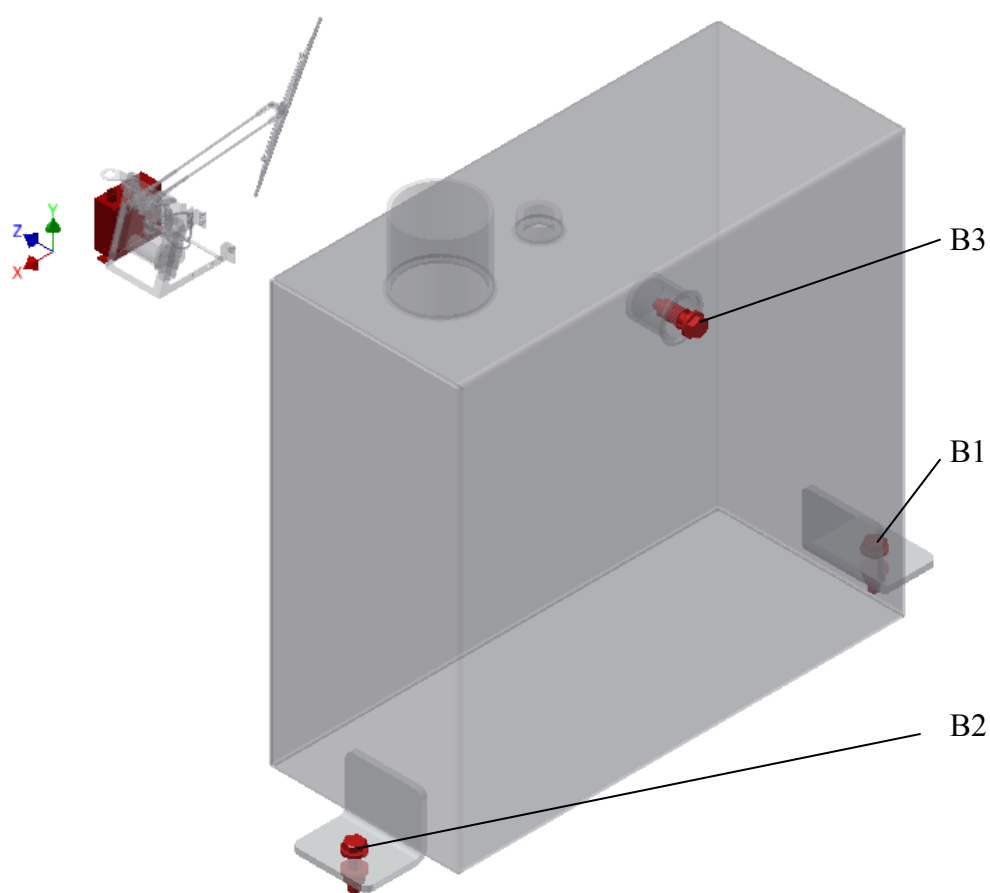
$$64,0 \text{ [W]} \leq 68 \text{ [W]} \quad \text{VYHOVUJE}$$

$P_{M, \text{kat}}$ – katalogový výkon motoru; výkon pohonu Zeitlauf $P_{M, \text{kat}} = 68 \text{ [W]}$ dle tab. 3.2

4 Pevnostní kontrola šroubového spoje

Provedu pevnostní kontrolu šroubů, které slouží k přichycení nádrže ostřikovače k rámu střecha. Jedná se o 3 ks nerezových (A4-70) šroubů M6 (varianta 1), případně 2 ks M6 a 1ks M10 (varianta 2). Šroubové spoje jsou proti uvolnění opatřeny pojistnými Nord-Lock podložkami. Umístění šroubů viz obr. 4.1.

Následně provedu také pevnostní kontrolu šroubů sloužících k připojení rámu k hrubé stavbě vozidla.

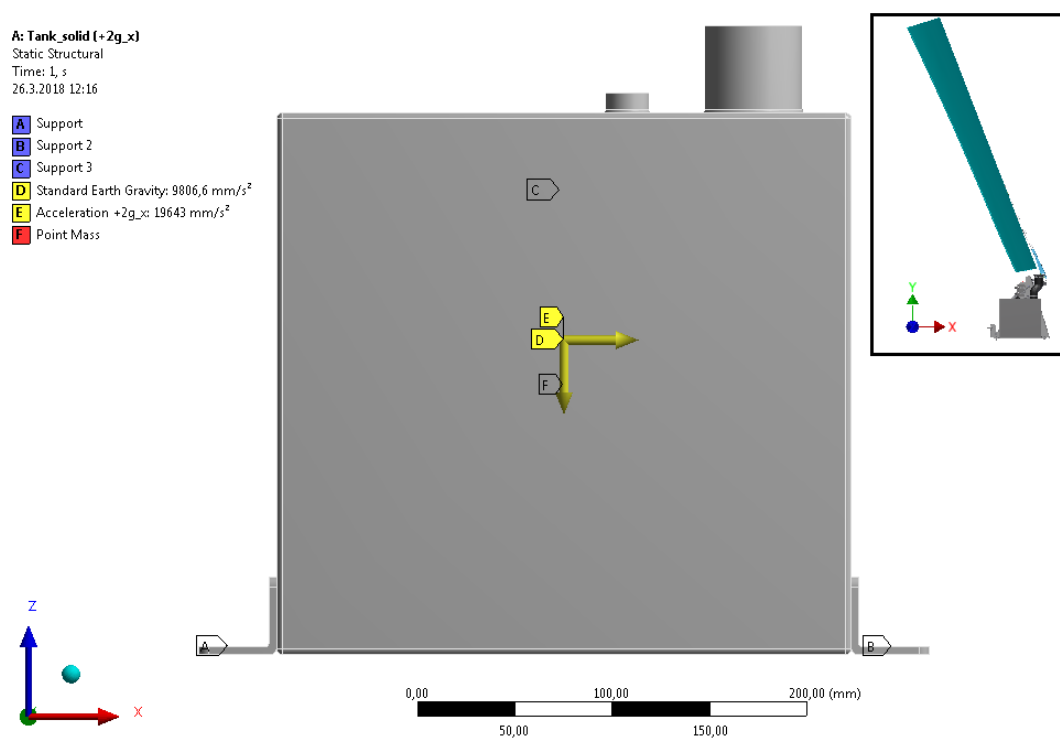


Obr. 4.1 – Označení šroubů nádrže ostřikovače (Varianta 1)

4.1 Provozní zatížení působící na šrouby nádrže

Pro pevnostní kontrolu šroubů je nutno znát provozní zatížení působící na šroubový spoj. Reakce ve šroubových spojích (B1, B2, B3 na obr. 4.1, respektive A, B, C na obr. 4.2) určím pomocí software Ansys Workbench 18.2.

Výpočtový model je patrný z obr. 4.2. Na šroubové spoje působí zatížení vyvozené vlastní tíhou nádrže (D), hmotností kapaliny pro ostřikování (pro účel výpočtu nahrazeno hmotným bodem F) a přetížením $\pm 2g$ ve všech osách (E).



Obr. 4.2 – Výpočtový model reakcí ve šroubech nádrže (Varianta 1)

Z reakcí určených pomocí MKP analýzy, byly zjištěny hodnoty provozních axiálních $F^{||}$ (kladná hodnota způsobuje uvolnění přírub, záporná naopak stlačování přírub) a radiálních F^{\perp} zatížení ve šroubových spojích viz tab. 4.1.

Tab. 4.1 – Zatížení šroubových spojů nádrže

Varianta		1						2					
Šroubový spoj		B1		B2		B3		B1		B2		B3	
Provozní zatížení [N]		F^{\perp}	$F^{ }$	F^{\perp}	$F^{ }$	F^{\perp}	$F^{ }$	F^{\perp}	$F^{ }$	F^{\perp}	$F^{ }$	F^{\perp}	$F^{ }$
Přetížení 2g v ose	+x	71	70	77	35	121	-10	85	78	87	13	96	-12
	-x	75	36	70	67	124	-11	87	16	87	78	94	-11
	+y	86	213	85	206	292	-83	107	80	102	81	126	-121
	-y	96	-107	96	-104	338	62	84	15	75	10	142	98
	+z	20	459	25	153	68	-31	17	141	20	137	104	-35
	-z	7	-53	8	-51	23	10	6	-47	7	-46	35	12

Tab. 4.2 – Parametry šroubů [5]

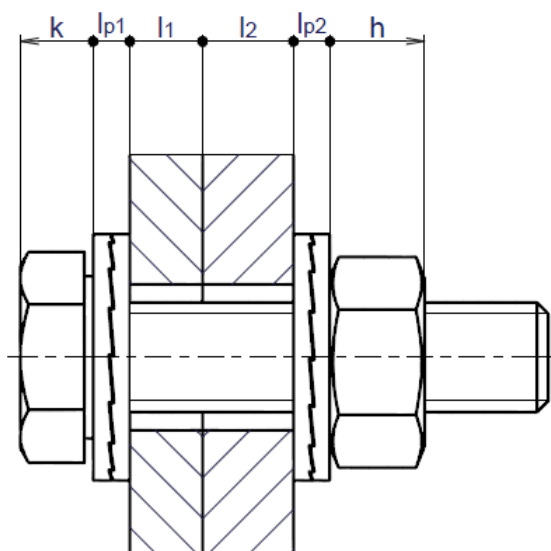
Velikost	d_2 [mm]	d_3 [mm]	P [mm]	α [°]
M6	5,35	4,773	1	60
M8	7,188	6,466	1,25	60
M10	9,026	8,376	1,5	60
M12	10,863	9,853	1,75	60

Pro příklad bude provedena pevnostní kontrola (výpočet statické bezpečnosti a určení potřebného utahovacího momentu) šroubového spoje B1, pro přetížení 2g v kladném směru osy x (ve směru jízdy). Výpočet ostatních hodnot bude proveden pomocí programu MS Excel.

4.1.1 Výpočet tuhostí šroubů a přírub

Tuhost je odpor součásti proti deformaci. U méně složitých součástí lze určit výpočtem. Pro výpočet tuhosti šroubů a přírub využiji literaturu [3].

Výpočet tuhosti v tahu šroubu



Obr. 4.3 – Výpočet tuhosti šroubu

Pro výpočet tuhosti šroubu platí:

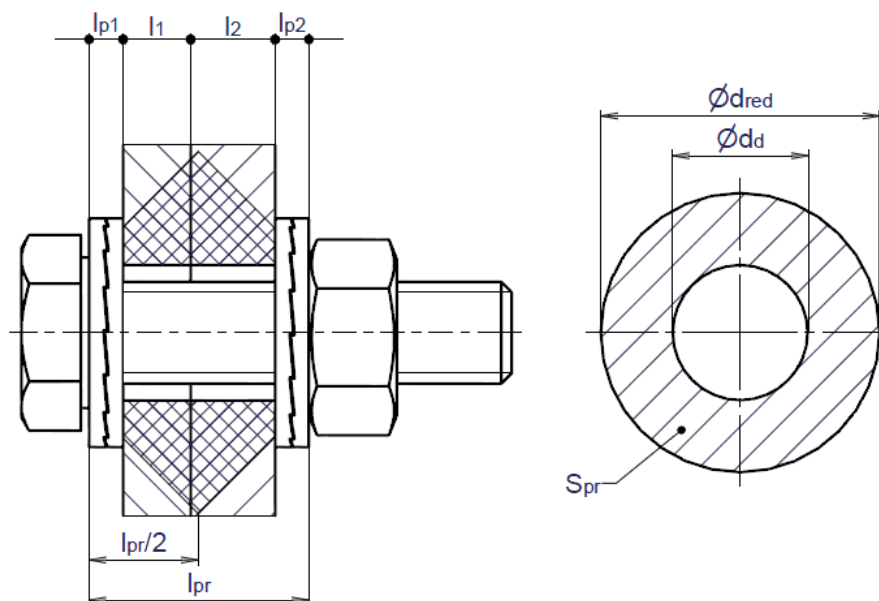
$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{E_s} \cdot \sum_i \frac{l_{si}}{E_{si}} = \frac{1}{E_s} \cdot \left[\frac{\frac{2}{3} \cdot k}{\pi \cdot \left(\frac{d_s}{2}\right)^2} + \frac{l_{p1} + l_1 + l_2 + l_{p2}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} + \frac{\frac{1}{2} \cdot h}{\pi \cdot \left(\frac{d_2}{2}\right)^2} \right] \quad (4.1)$$

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \cdot \left[\frac{\frac{2}{3} \cdot 4}{\pi \cdot \left(\frac{6}{2}\right)^2} + \frac{2 + 4 + 5 + 2}{\pi \cdot \left(\frac{4,773}{2}\right)^2} + \frac{\frac{1}{2} \cdot 5,2}{\pi \cdot \left(\frac{5,35}{2}\right)^2} \right] = 4,46 \cdot 10^{-6}$$

$$c_s = 224\,232 \quad [\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}]$$

E_s – modul pružnosti v tahu šroubu; $E_s = 2,1 \cdot 10^5$ [MPa] dle [5]

Výpočet tuhosti v tlaku přírub



Obr. 4.4 – Výpočet tuhosti přírub

Pro výpočet tuhosti přírub platí:

$$c_{pr} = \frac{E_{pr} \cdot S_{pr}}{l_{pr}} \quad (4.2)$$

Redukovaný průměr trubky:

$$d_{red} = s_k + \frac{l_{pr}}{2} \cdot \tan \alpha = 10 + \frac{13}{2} \cdot \tan 45^\circ = 16,5 \text{ [mm]} \quad (4.3)$$

Deformovaný průřez přírub:

$$S_{pr} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_{red}^2 - d_d^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (16,5^2 - 8^2) = 163,6 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (4.4)$$

Tuhost přírub c_{pr} dosazením do (4.2):

$$c_{pr} = \frac{E_{pr} \cdot S_{pr}}{l_{pr}} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 163,6}{13} = 2\,642\,769 \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-1}\text{]} \quad (4.5)$$

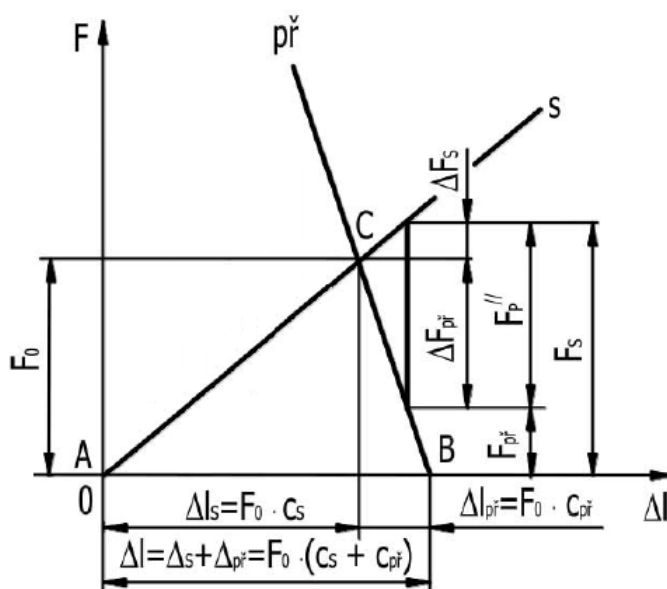
E_{pr} – modul pružnosti v tlaku přírub; $E_{pr} = 2,1 \cdot 10^5$ [MPa] dle [5]

s_k – rozměr pro klíč matice M6; $s_k = 10$ [mm] dle [5]

d_d – rozměr díry pro šroub M6; $d_d = 8$ [mm]

4.1.2 Výpočet sil působících na šroub

Pro bezpečný přenos provozních radiálních sil F^\perp třením F_T , vyvolané normálovou silou F_N od utažení matice se určuje tahová síla F_N dle následujícího vztahu (přičemž minimální síla v přírubě F_{pr} musí být větší nebo rovna normálové síle F_N).



Obr. 4.5 – Diagram předepjatého šroubového spoje [2]

Normálová tahová síla:

$$\begin{aligned} F^\perp &< F_T \\ k \cdot F^\perp &= F_N \cdot f \end{aligned} \quad (4.6)$$

$$F_N = \frac{k \cdot F^\perp}{f} = \frac{1,1 \cdot 71}{0,2} = 390,5 \text{ [N]}$$

k – součinitel bezpečnosti třecí vazby; volím $k = 1,1$

Minimální síla v přírubě:

$$F_{pr} \geq F_N \quad (4.7)$$

$$F_{pr} \geq 390,5 \text{ [N]}$$

Předpětí ve šroubu:

$$F_o = F_{pr} + \Delta F_{pr} = F_{pr} + \frac{F^{II} \cdot c_{pr}}{c_{pr} + c_s} \quad (4.8)$$

$$F_o = 390,5 + \frac{70 \cdot 2642769}{2642769 + 224232} = 455 \text{ [N]}$$

Maximální síla ve šroubu:

$$F_s = F_o + \Delta F_s = F_o + \frac{F^{II} \cdot c_s}{c_{pr} + c_s} \quad (4.9)$$

$$F_s = 455 + \frac{70 \cdot 224232}{2642769 + 224232} = 460 \text{ [N]}$$

Potřebný utahovací moment:

$$M_u = M_{TM} + M_{TZ} \quad (4.10)$$

$$M_u = F_o \cdot f \cdot \frac{d_s}{2} + F_z \cdot \frac{d_2}{2} = 455 \cdot 0,2 \cdot \frac{8,25 \cdot 10^{-3}}{2} + 132 \cdot \frac{5,35 \cdot 10^{-3}}{2} = 0,73 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Střední průměr stykové plochy matice a podložky:

$$d_s = \frac{s_k + d_d}{2} = \frac{10 + 6,5}{2} = 8,25 \text{ [mm]} \quad (4.11)$$

Úhel stoupání závitu:

$$\psi = \arctan \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \arctan \frac{1}{\pi \cdot 5,35} = 3,41 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (4.12)$$

Redukovaný třecí úhel:

$$\varphi' = \arctan \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctan \frac{0,2}{\cos 30} = 13,00 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (4.13)$$

Třecí síla v závitu:

$$F_z = F_o \cdot \tan(\psi + \varphi') = 455 \cdot \tan(3,41 + 13,00) = 132 \text{ [N]} \quad (4.14)$$

f – součinitel smykového tření pod maticí; $f = 0,2$ [-] dle [2]

f_z – součinitel smykového tření na závitu; $f_z = 0,2$ [-] dle [2]

4.1.3 Výpočet statické bezpečnosti a zhodnocení variant

Napětí v tahu:

$$\sigma_t = \frac{F_s}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{460}{\frac{\pi \cdot 4,773^2}{4}} = 25,7 \quad [\text{MPa}] \quad (4.15)$$

Napětí v krutu:

$$\tau_k = \frac{F_z \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{132 \cdot \frac{5,35}{2}}{\frac{\pi \cdot 4,773^3}{16}} = 16,5 \quad [\text{MPa}] \quad (4.16)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{25,7^2 + 4 \cdot 16,5^2} = 41,8 \quad [\text{MPa}] \quad (4.17)$$

Statická bezpečnost:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{\text{red}}} = \frac{450}{41,8} = 10,8 \quad [-] \quad (4.18)$$

R_e – mez kluzu; pro šroub A4-70 je $R_e = 450$ [MPa] dle [13]

Výsledná statická bezpečnost šroubu B1 (viz obr. 4.1) při přetížení 2g ve směru osy x (ve směru jízdy) vyšla $k_s = 10,8$ (varianta 1). Tato bezpečnost je dostatečná, provedu však ještě pevnostní kontroly pro ostatní směry přetížení a ostatní šrouby.

Výsledky jsou shrnuty v tab. 4.3. Nejmenší bezpečnost vyšla $k_s = 2,5$ pro šroub B3 (varianta 1), při přetížení 2g v záporném směru osy y (napříč tramvají směrem ven). Potřebný utahovací moment je $M_u = 3$ [N·m].

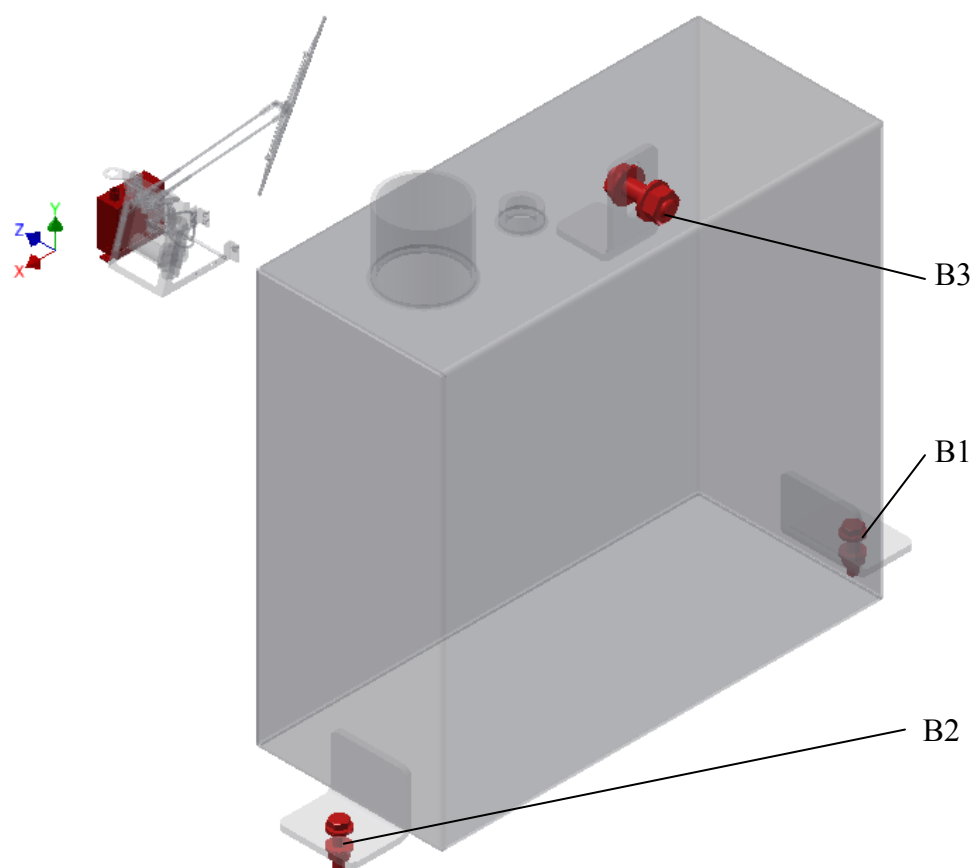
Variantu 1 je, po konzultaci se zadavatelem diplomové práce, nevyhovující z technologického hlediska. Těsnicí vložka pro šroub B3 se musí navařit ještě před ohýbáním plechu nádrže. Následné ohýbání by bylo komplikované.

Pro jednodušší výrobitelnost volím variantu 2, která využívá pro přichycení horní části nádrže stávající šroub B3 (viz obr. 4.6).

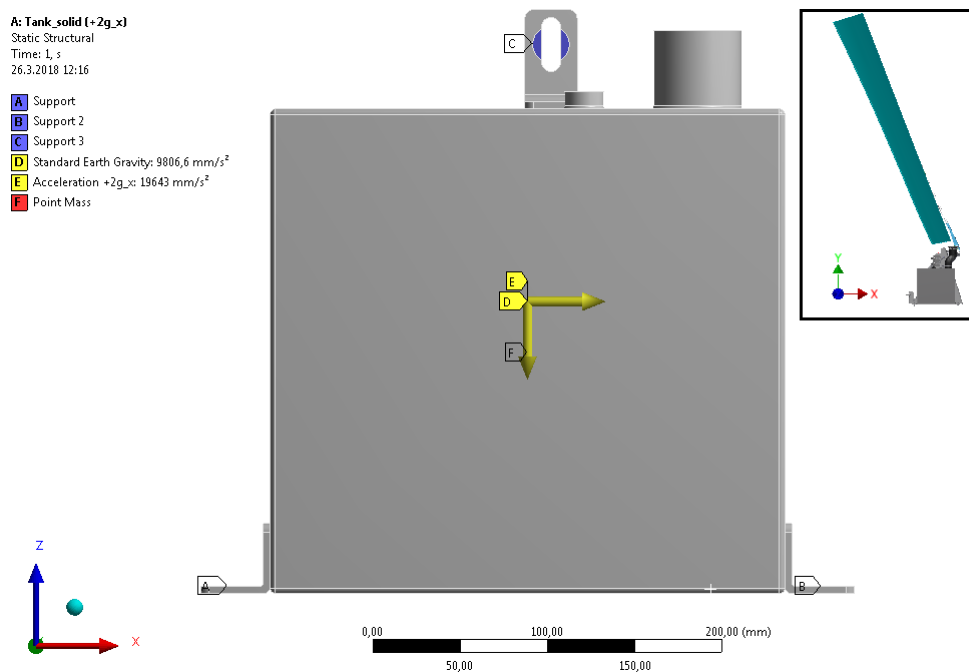
V následující tabulce jsou uvedeny hodnoty statické bezpečnosti šroubových spojů nádrže, pro přetížení $\pm 2g$ ve všech osách, včetně porovnání obou variant.

Tab. 4.3 – Statická bezpečnost šroubových spojů nádrže

Varianta		1			2		
Šroubový spoj		B1	B2	B3	B1	B2	B3
Statická bezpečnost		$k_s [-]$	$k_s [-]$	$k_s [-]$	$k_s [-]$	$k_s [-]$	$k_s [-]$
Přetížení 2g v ose	+x	10,8	10,6	7,4	9	9,9	30,1
	-x	10,9	10,8	7,2	9,8	8,8	30,7
	+y	7,2	7,3	3,2	7,3	7,6	26,9
	-y	11,4	11,3	2,5	10,2	11,5	17,8
	+z	8,9	17,2	14,1	21,4	20,2	28,9
	-z	404	1000	25,7	412	885	76,4



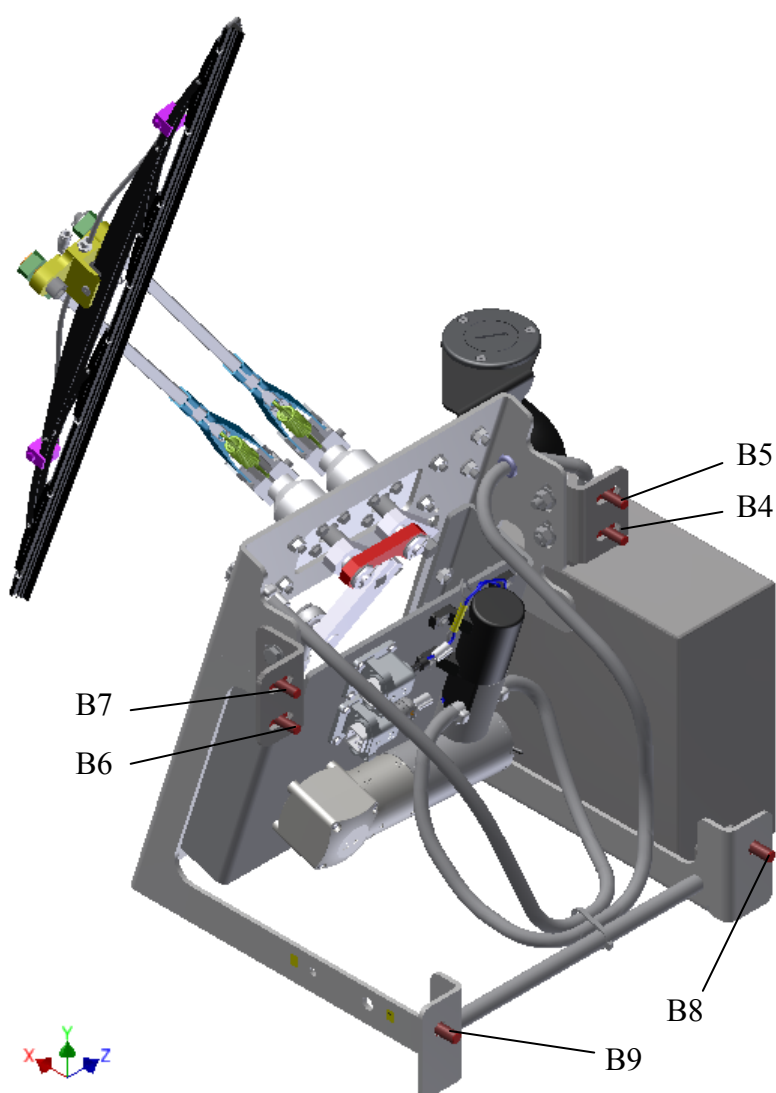
Obr. 4.6 – Označení šroubů nádrže ostřikovače (Varianta 2)



Obr. 4.7 – Výpočtový model reakcí ve šroubech nádrže (Varianta 2)

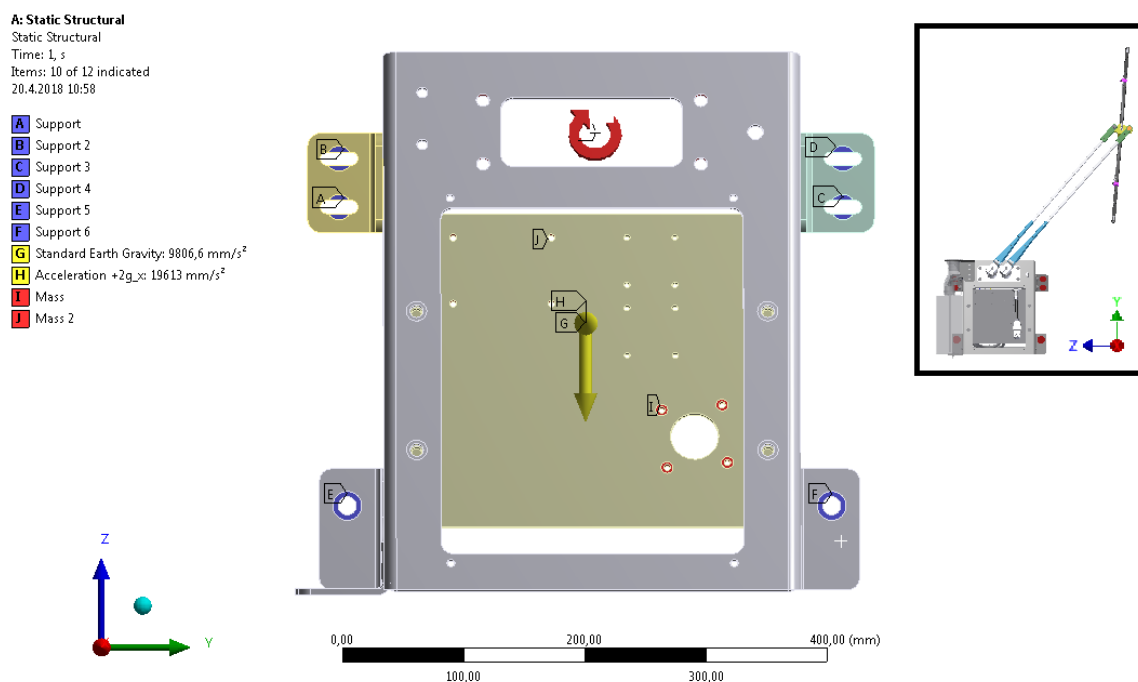
4.2 Kontrola šroubů rámu

Provedu pevnostní kontrolu šroubů, které slouží k přichycení rámu mechanismu stěrače k hrubé stavbě vozidla. Jedná se o 4 ks M10 (B4 ÷ B7 na obr. 4.8, respektive A ÷ D na obr. 4.9) a 2 ks M12 (B8, B9 na obr. 4.8, respektive E, F na obr. 4.9) nerezových (A4-80) šroubů s mezí kluzu $R_e = 600$ [MPa] dle [13]. Matice šroubových spojů jsou nýtovací. Tloušťka příruby hrubé stavby vozidla je 4 [mm]. Umístění šroubů je patrné z obr. 4.8.



Obr. 4.8 – Označení šroubů rám – hrubá stavba vozidla

Reakce ve šroubových spojích určím pomocí software Ansys Workbench 18.2. Výpočtový model je patrný z obr. 4.9. Na šroubové spoje působí zatížení vyvozené vlastní tíhou konstrukce rámu (G), hmotností nádrže, motoru, čerpadla, ramen a dalších částí mechanismu stěrače (I, J), momentem (vyvozeným odporovou silou bříty stěrače na rameno stěrače) a přetížením $\pm 2g$ ve všech osách (H).



Obr. 4.9 – Výpočtový model reakcí ve šroubech rám – hrubá stavba vozidla

Z reakcí určených pomocí MKP analýzy, byly zjištěny hodnoty provozních axiálních F^{\parallel} a radiálních F^{\perp} zatížení ve šroubových spojích viz tab. 4.4.

Tab. 4.4 – Zatížení šroubových spojů rám – hrubá stavba vozidla

Šroubový spoj		B4		B5		B6		B7		B8		B9	
Provozní zatížení [N]		F^{\perp}	F^{\parallel}	F^{\perp}	F^{\parallel}	F^{\perp}	F^{\parallel}	F^{\perp}	F^{\parallel}	F^{\perp}	F^{\parallel}	F^{\perp}	F^{\parallel}
Přetížení 2g v ose	+x	152	198	133	-18	85	119	75	-32	18	295	4	119
	-x	148	-126	166	-158	57	-40	73	-94	81	-193	14	-70
	+y	125	69	226	51	170	48	428	-241	120	-31	23	105
	-y	183	3	505	-227	38	31	294	115	113	133	21	-55
	+z	450	108	428	-264	211	119	206	-189	126	152	26	74
	-z	150	-36	143	88	70	-40	69	63	42	-51	9	-25

Postup výpočtu je stejný, jako v kap. 4.1. Hodnoty statických bezpečností šroubů (B4÷B9) jsou dopočítány pomocí programu MS Excel a výsledky jsou uvedeny v tab. 4.5.

Tab. 4.5 – Statická bezpečnost stávajících šroubových spojů rám – hrubá stavba vozidla

Šroubový spoj		B4	B5	B6	B7	B8	B9
Velikost šroubu		M10	M10	M10	M10	M12	M12
Statická bezpečnost		k_s [-]	k_s [-]	k_s [-]	k_s [-]	k_s [-]	k_s [-]
Přetížení 2g v ose	+x	20,3	29,0	35,9	54,3	76,6	216
	-x	20,1	27,1	75,2	66,2	106	2156
	+y	27,6	16,1	21,2	9,8	45,1	127
	-y	20,6	8,2	87,3	12,0	38,2	438
	+z	8,1	9,9	16,3	21,7	34,1	135
	-z	26,2	23,9	59,7	47,4	155	1074

Hodnoty statických bezpečností šroubů (tab. 4.5) vyšly vysoké, proto je možné použít menší velikost šroubů. Navrhují sjednotit velikost šroubů na M8. Výsledky jsou uvedeny v tab. 4.6.

Tab. 4.6 – Minimální statické bezpečnosti šroubových spojů rám – hrubá stavba vozidla

Šroubový spoj		B4	B5	B6	B7	B8	B9
Velikost šroubu		M8	M8	M8	M8	M8	M8
Statická bezpečnost		k_s [-]	k_s [-]	k_s [-]	k_s [-]	k_s [-]	k_s [-]
Přetížení 2g v ose	+x	11,8	16,8	20,9	31,6	32,6	91,3
	-x	11,7	15,7	43,8	38,5	45,1	912
	+y	16,1	9,3	12,4	5,7	19,2	53,7
	-y	11,9	4,8	50,9	7,0	16,2	185
	+z	4,7	5,7	9,5	12,6	14,5	57,1
	-z	15,2	13,9	34,8	27,6	65,9	454

Nejmenší hodnota statické bezpečnosti vyšla $k_s = 4,7$ (pro šroub B4 o velikosti M8, pro zatížení plynoucí z přetížení 2g v kladném směru osy z viz obr. 4.9). Potřebný utahovací moment je $M_u = 6$ [N·m]. V rámci další optimalizace je možno použít šrouby menší velikosti (případně použít šrouby s menší pevnostní třídou).

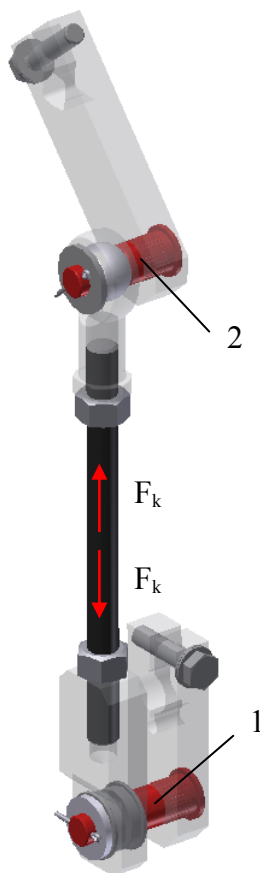
5 Pevnostní kontrola mechanismu stěrače

Pevnostní kontrole kritických částí mechanismu stěrače budou podrobeny čepy ojnice pákového převodu, šroub ojnice a hřídel ramena stěrače.

5.1 Čepy ojnice pákového převodu

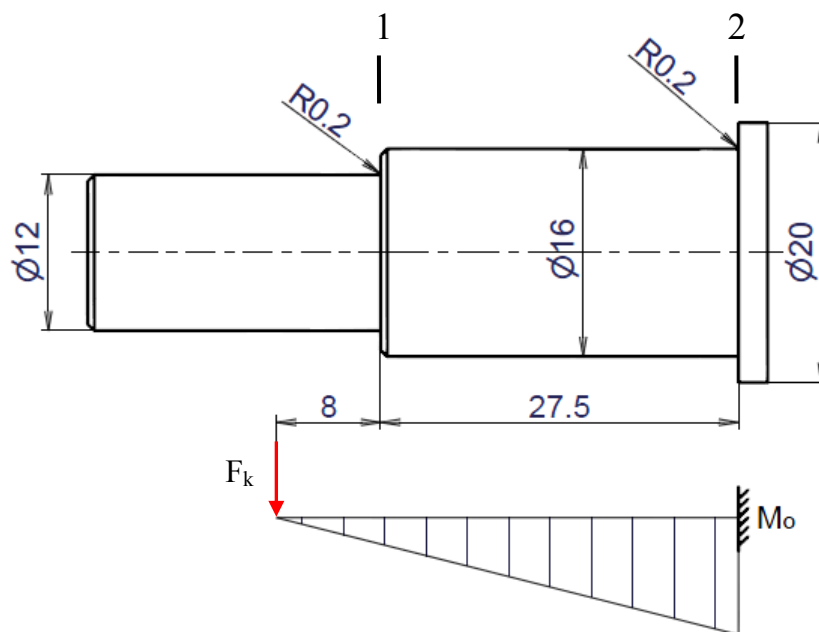
Čepy ojnice jsou namáhané na ohyb (souměrně střídavý). Maximální ohybový moment je vyvozen maximální osovou silou ojnice $F_k = 254$ [N] dle rovnice (3.3). Oba čepy byly původně shodných rozměrů. Z konstrukčních důvodů bylo potřeba čep 1 (obr. 5.1) prodloužit. Tím se však zvýšila hodnota ohybového momentu. Bude provedena pevnostní kontrola čepu namáhaného větším ohybovým momentem, tzn. čepu 1.

Materiál čepu je nerezová ocel X2CrNi18-9 (1.4307) s mezí kluzu $R_e = 220$ [MPa] a mezí pevnosti $R_m = 520$ [MPa] dle [12].



Obr. 5.1 – Čepy ojnice

5.1.1 Průběh ohybového momentu



Obr. 5.2 – Kritická místa čepu a průběh ohybového momentu

Ohybový moment

$$M_o = F_k \cdot l$$

$$M_{o1} = F_k \cdot 8 \cdot 10^{-3} = 254 \cdot 8 \cdot 10^{-3} = 2,032 \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (5.1)$$

$$M_{o2} = F_k \cdot (8 + 27,5) \cdot 10^{-3} = 254 \cdot (8 + 27,5) \cdot 10^{-3} = 9,017 \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (5.2)$$

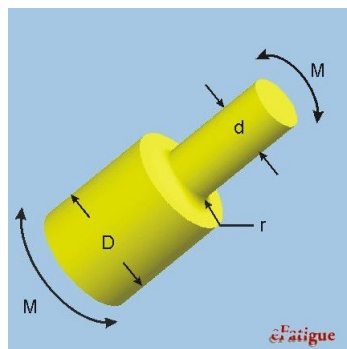
5.1.2 Výpočet statické bezpečnosti

Napětí v ohybu

$$\sigma_{o1} = \frac{32 \cdot M_{o1}}{\pi \cdot d^3} \cdot \alpha_1 = \frac{32 \cdot 2,032 \cdot 10^3}{\pi \cdot 12^3} \cdot 2,99 = 35,8 \quad [\text{MPa}] \quad (5.3)$$

$$\sigma_{o2} = \frac{32 \cdot M_{o2}}{\pi \cdot d^3} \cdot \alpha_2 = \frac{32 \cdot 9,017 \cdot 10^3}{\pi \cdot 16^3} \cdot 3,14 = 22,4 \quad [\text{MPa}] \quad (5.4)$$

$\alpha_{1,2}$ – součinitel koncentrace napětí v ohybu; $\alpha_1 = 2,99$ [-]; $\alpha_2 = 3,14$ [-] dle [10]



Obr. 5.3 – Určení součinitele koncentrace napětí v ohybu [10]

Statická bezpečnost

$$k_{s1} = \frac{R_e}{\sigma_{o1}} = \frac{220}{35,8} = 6,1 \quad [-] \quad (5.5)$$

$$k_{s2} = \frac{R_e}{\sigma_{o2}} = \frac{220}{22,4} = 9,8 \quad [-] \quad (5.6)$$

5.1.3 Výpočet dynamické bezpečnosti

Základní mez únavy materiálu čepu dle [6]:

$$\sigma_{Co} = 0,44 \cdot R_m = 0,44 \cdot 520 = 229 \text{ [MPa]} \quad (5.7)$$

Vrubový součinitel dle Neubergera

$$\beta_1 = 1 + \frac{\alpha_1 - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_1}}} = 1 + \frac{2,99 - 1}{1 + \frac{0,43}{\sqrt{0,2}}} = 2,0 \quad [-] \quad (5.8)$$

$$\beta_2 = 1 + \frac{\alpha_2 - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_2}}} = 1 + \frac{3,14 - 1}{1 + \frac{0,43}{\sqrt{0,2}}} = 2,1 \quad [-] \quad (5.9)$$

ρ – poloměr vrubu; $\rho = 0,2$ [mm]

\sqrt{A} – Neuberova konstanta vrubové citlivosti; $\sqrt{A} = 0,43$ [-] dle [6]

Mez únavy reálné současti

$$\sigma_{Col}^x = \sigma_{Co} \cdot \frac{\varepsilon_{v1} \cdot \eta_p}{\beta_1} = 229 \cdot \frac{0,93 \cdot 0,86}{2,0} = 92 \text{ [MPa]} \quad (5.10)$$

$$\sigma_{Co2}^x = \sigma_{Co} \cdot \frac{\varepsilon_{v2} \cdot \eta_p}{\beta_2} = 229 \cdot \frac{0,89 \cdot 0,86}{2,1} = 83 \text{ [MPa]} \quad (5.11)$$

ε_v – součinitel velikosti; $\varepsilon_{v1} = 0,93$ [-]; $\varepsilon_{v2} = 0,89$ [-] dle [6]

η_p – součinitel jakosti povrchu; $\eta_p = 0,86$ [-] dle [6]

Amplituda napětí

$$\sigma_{ao1} = \frac{32 \cdot M_{o1}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 2,032 \cdot 10^3}{\pi \cdot 12^3} = 12 \text{ [MPa]} \quad (5.12)$$

$$\sigma_{ao2} = \frac{32 \cdot M_{o2}}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 9,017 \cdot 10^3}{\pi \cdot 16^3} = 22,4 \text{ [MPa]} \quad (5.13)$$

Dynamická bezpečnost v ohybu

$$k_{d1} = \frac{\sigma_{Col}^x}{\sigma_{ao1}} = \frac{92}{12} = 7,7 \text{ [-]} \quad (5.14)$$

$$k_{d2} = \frac{\sigma_{Co2}^x}{\sigma_{ao2}} = \frac{83}{22,4} = 3,7 \text{ [-]} \quad (5.15)$$

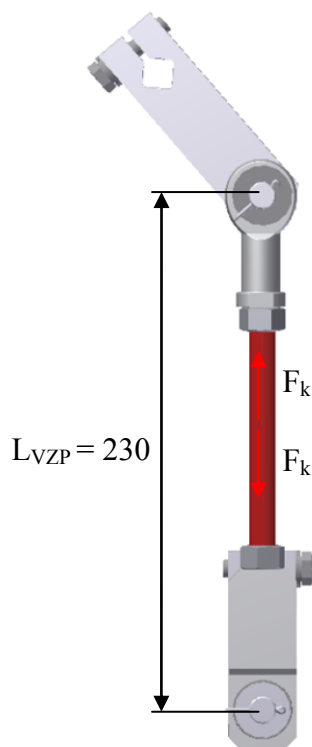
Celková dynamická bezpečnost čepu je rovna minimální dynamické bezpečnosti $k_d = 3,7$ [-] pro kritické místo 2-2 (místo maximálního ohybového momentu). Minimální dynamická bezpečnost by měla nabývat hodnot $k_d \geq 2$, což je splněno. Přehled statických a dynamických bezpečností v kritických místech je uveden v následující tabulce.

Tab. 5.1 – Přehled bezpečností ojnicního čepu

Kritické místo	1-1	2-2
Statická bezpečnost k_s [-]	6,1	9,8
Dynamická bezpečnost k_d [-]	7,7	3,7

5.2 Kontrola ojnice na vzpěr

Bude provedena kontrola ojnice na vzpěr. Kritickou částí ojnice je šroub M12. Materiál šroubu je nerezová ocel X2CrNi18-9 (1.4307) s mezí kluzu $R_e = 220$ [MPa] a mezí pevnosti $R_m = 520$ [MPa] dle [12].



Obr. 5.4 – Šroub ojnice

Porovnání štíhlostního poměru součásti s mezní štíhlostí rozhodne, zda se jedná o oblast pružného (Euler) nebo nepružného (Tetmajer) vzpěru.

Štíhlostní poměr šroubu

$$j_{\text{MIN}} = \sqrt{\frac{J_{\text{MIN}}}{S_3}} = \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot d_3^4}{64}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}}} = \frac{d_3}{4} = \frac{9,853}{4} = 2,463 \text{ [mm]} \quad (5.16)$$

$$\lambda_s = \frac{L_{VZP}}{j_{\text{MIN}}} = \frac{230}{2,463} = 93,4 [-] \quad (5.17)$$

j_{MIN} – minimální kvadratický poloměr průřezu jádra šroubu

λ_s – štíhlostní poměr šroubu

Platí-li následující nerovnost, jedná se o oblast pružného vzpěru, dle Eulera.

$$\begin{aligned}\lambda_s &\geq \lambda_m \\ 93,4 &\geq 86\end{aligned}\tag{5.18}$$

λ_m – mezní štíhlost pro oceli legované Ni; $\lambda_m = 86$ dle [5]

Kritická síla

Kritická síla pro vzpěrnou pevnost dle Eulera pro způsob zatížení – oba konce kloubově uložené je následující:

$$F_{KR} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{MIN}}{L_{VZP}^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 462,64}{230^2} = 18126 \text{ [N]}\tag{5.19}$$

$$J_{MIN} = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64} = \frac{\pi \cdot 9,853^4}{64} = 462,64 \text{ [mm}^4\text{]}\tag{5.20}$$

J_{MIN} – minimální kvadratický moment průřezu šroubu

Součinitel vzpěrné bezpečnosti podle Eulera

$$k_{EU} = \frac{F_{KR}}{F_k} = \frac{18126}{254} = 71,4 [-]\tag{5.21}$$

Součinitel vzpěrné bezpečnosti podle Eulera musí být větší než $2,5 \div 3,5$. Tato podmínka je splněna. Šroub ojnice namáhaný tlakem osovou silou F_k nevybočí a nedojde ke ztrátě stability tvaru.

5.3 Hřídel ramene stěrače

Hřídel ramene stěrače je namáhána kombinovaným zatížením dynamického charakteru (soulměrně střídavý ohyb a soulměrně střídavý krut).

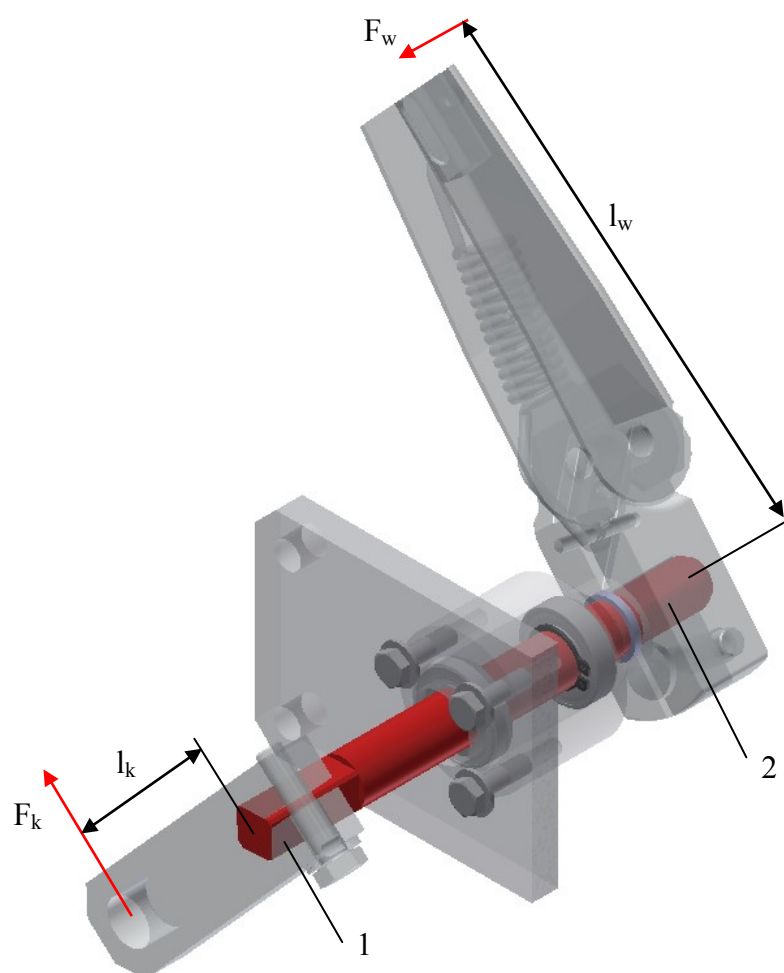
Hřídel je uložena ve dvou radiálních kuličkových ložiscích. Konce hřídele jsou tvaru čtyřhranu. Na jednom konci je ke čtyřhranu připojený hnací klikový mechanismus, ke konci druhému je připojeno rameno stěrače.

Materiál hřídele je nerezová ocel X2CrNi18-9 (1.4307) s mezí kluzu $R_e = 220$ [MPa] a mezí pevnosti $R_m = 520$ [MPa] dle [12].

Hodnoty zatěžujících sil dle rovnic (3.1) a (3.3) jsou:

$$F_w = 19,25 \text{ [N]}$$

$$F_k = 254 \text{ [N]}$$

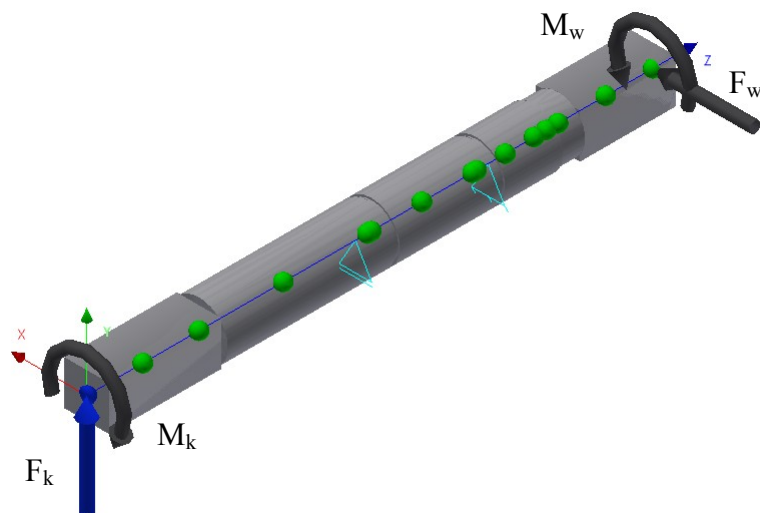


Obr. 5.5 – Hřídel ramene stěrače

(1 – konec hřídele připojený ke klikovému mechanismu,
2 – konec připojený k rameni stěrače)

5.3.1 Ohybový a krouticí moment

Průběh ohybového a krouticího momentu je proveden pomocí software Autodesk Inventor.

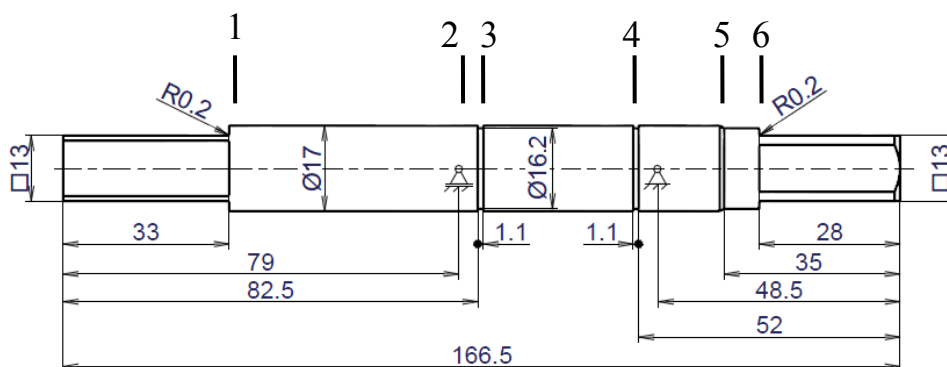


Obr. 5.6 – Výpočtový model hřídele ramene stěrače

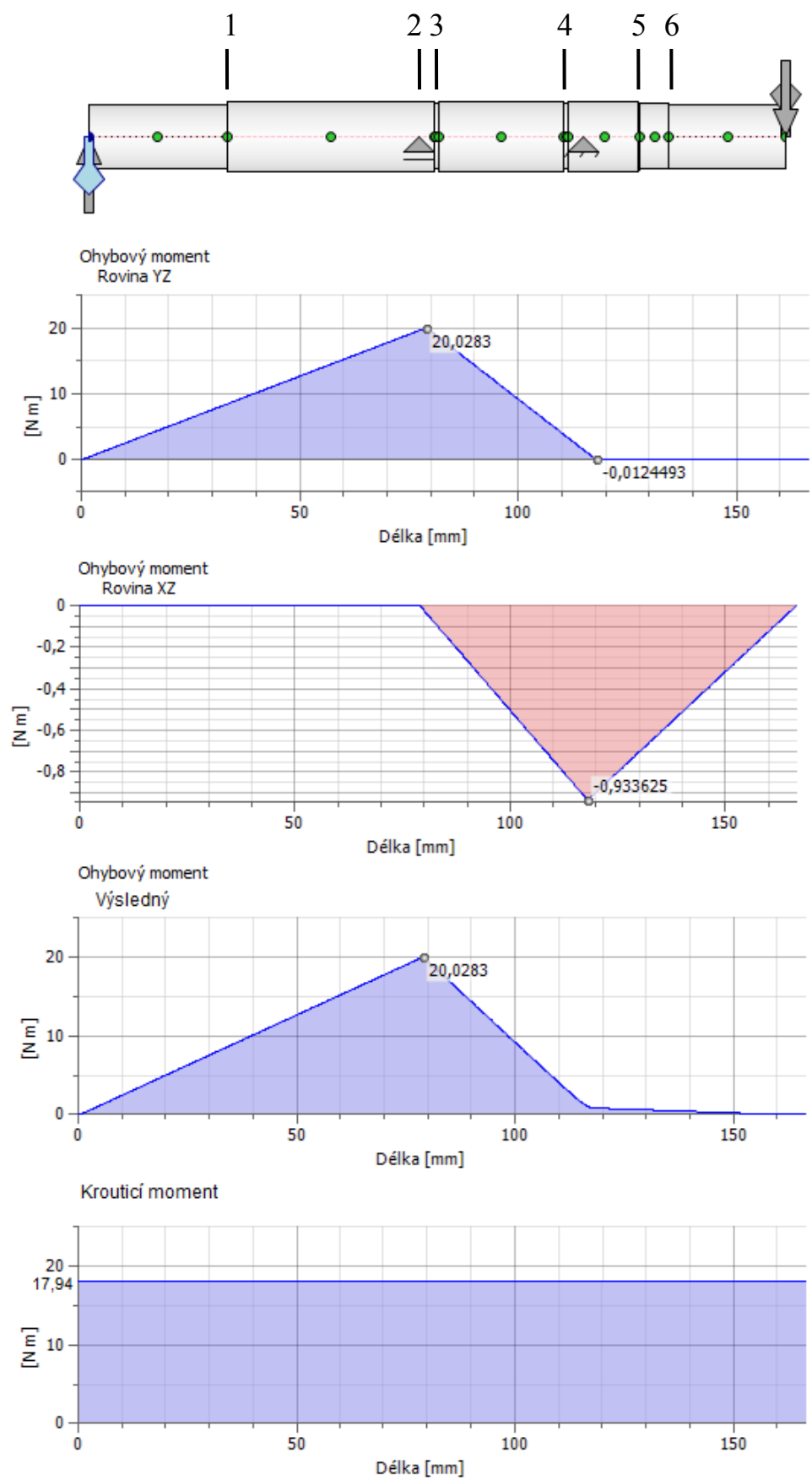
Hodnoty ohybového a krouticího momentu v kritických místech hřídele ramene stěrače jsou shrnuty v následující tabulce.

Tab. 5.2 – Průběh zatížení hřídele ramene stěrače

Kritické místo	Výsledný ohybový moment M_o [N·m]	Krouticí moment M_k [N·m]
1-1	8,3771	17,94
2-2	20,0283	
3-3	18,2301	
4-4	2,4922	
5-5	0,6827	
6-6	0,5389	



Obr. 5.7 – Kritická místa hřídele stěrače



Obr. 5.8 – Průběh ohybového a krouticího momentu hřídele ramene stěrače

5.3.2 Výpočet statické bezpečnosti

Pro příklad uvedu výpočet statické bezpečnosti pro kritické místo 1-1. Ostatní výpočty jsou provedeny pomocí programu MS Excel.

Součinitel koncentrace napětí

Průřez v kritickém místě 1-1 není kruhový, nýbrž čtvercový. Aby bylo možné určit součinitel koncentrace napětí, je nutné nejprve určit fiktivní průměr (vychází z rovnosti obsahu průřezů).

$$\begin{aligned} S_{\square} &= S_{\circ} \\ a^2 &= \frac{\pi \cdot d_f^2}{4} \\ d_f &= \sqrt{\frac{4 \cdot a^2}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 13^2}{\pi}} = 14,7 \text{ [mm]} \end{aligned} \quad (5.22)$$

Ohyb:

$$\alpha_1 = 2,79 \text{ [-]}$$

Krut:

$$\alpha_1 = 1,89 \text{ [-] dle [10]}$$

Napětí v ohybu

$$\sigma_{o1} = \frac{32 \cdot M_{o1}}{\pi \cdot d_f^3} \cdot \alpha_1 = \frac{32 \cdot 8,3771 \cdot 10^3}{\pi \cdot 14,7^3} \cdot 2,79 = 74,9 \text{ [MPa]} \quad (5.23)$$

Napětí v krutu

$$\tau_{k1} = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d_f^3} \cdot \alpha_1 = \frac{16 \cdot 17,94 \cdot 10^3}{\pi \cdot 14,7^3} \cdot 1,89 = 54,4 \text{ [MPa]} \quad (5.24)$$

Statická bezpečnost

$$k_{s1} = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{R_e}{\sqrt{\sigma_{o1}^2 + 4 \cdot \tau_{k1}^2}} = \frac{220}{\sqrt{74,9^2 + 4 \cdot 54,4^2}} = 1,7 \text{ [-]} \quad (5.25)$$

5.3.3 Výpočet dynamické bezpečnosti

Základní mez únavy materiálu hřídele v ohybu a krutu dle [6]:

$$\sigma_{Co} = 0,44 \cdot R_m = 0,44 \cdot 520 = 229 \text{ [MPa]} \quad (5.26)$$

$$\tau_c = 0,3 \cdot R_m = 0,3 \cdot 520 = 156 \text{ [MPa]} \quad (5.27)$$

Vrubový součinitel dle Neubergera

Ohyb:

$$\beta_1 = 1 + \frac{\alpha_1 - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_1}}} = 1 + \frac{2,79 - 1}{1 + \frac{0,43}{\sqrt{0,2}}} = 1,9 \text{ [-]} \quad (5.28)$$

Krut:

$$\beta_1 = 1 + \frac{\alpha_1 - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_1}}} = 1 + \frac{1,89 - 1}{1 + \frac{0,43}{\sqrt{0,2}}} = 1,5 \text{ [-]} \quad (5.29)$$

ρ – poloměr vrubu; $\rho = 0,2$ [mm]

\sqrt{A} – Neubergerova konstanta vrubové citlivosti; $\sqrt{A} = 0,43$ [-] dle [6]

Mez únavy reálné součásti

$$\sigma_{Co1}^x = \sigma_{Co} \cdot \frac{\varepsilon_{v1} \cdot \eta_p}{\beta_1} = 229 \cdot \frac{0,93 \cdot 0,86}{1,9} = 96,4 \text{ [MPa]} \quad (5.30)$$

$$\tau_{C1}^x = \tau_c \cdot \frac{\varepsilon_{v1} \cdot \eta_p}{\beta_1} = 156 \cdot \frac{0,93 \cdot 0,86}{1,5} = 83,2 \text{ [MPa]} \quad (5.31)$$

ε_v – součinitel velikosti; $\varepsilon_v = 0,93$ [-] dle [6]

η_p – součinitel jakosti povrchu; $\eta_p = 0,86$ [-] dle [6]

Amplituda napětí

$$\sigma_{ao1} = \frac{32 \cdot M_{o1}}{\pi \cdot d_f^3} = \frac{32 \cdot 8,3771 \cdot 10^3}{\pi \cdot 14,7^3} = 26,9 \text{ [MPa]} \quad (5.32)$$

$$\tau_{ak1} = \frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot d_f^3} = \frac{16 \cdot 17,94 \cdot 10^3}{\pi \cdot 14,7^3} = 28,8 \text{ [MPa]} \quad (5.33)$$

Dynamická bezpečnost v ohybu a krutu

$$k_{d\sigma 1} = \frac{\sigma_{Col}^X}{\sigma_{ao1}} = \frac{96,4}{26,9} = 3,6 [-] \quad (5.34)$$

$$k_{d\tau 1} = \frac{\tau_{Cl}^X}{\tau_{ak1}} = \frac{83,2}{28,8} = 2,9 [-] \quad (5.35)$$

Výsledná dynamická bezpečnost

$$k_{d1} = \frac{k_{d\sigma} \cdot k_{d\tau}}{\sqrt{k_{d\sigma}^2 + k_{d\tau}^2}} = \frac{3,6 \cdot 2,9}{\sqrt{3,6^2 + 2,9^2}} = 2,3 [-] \quad (5.36)$$

Celková dynamická bezpečnost hřídele je rovna minimální dynamické bezpečnosti $k_d = 2,0 [-]$ pro kritické místo 3-3 (drážka pro pojistný kroužek). Minimální dynamická bezpečnost by měla nabývat hodnot $k_d \geq 2$, což je splněno. Hodnota statické bezpečnosti by měla být optimálně v rozmezí $1,5 \div 2,5$. Přehled statických a dynamických bezpečností v kritických místech hřídele stěrače je uveden v následující tabulce.

Tab. 5.3 – Přehled statických a dynamických bezpečností hřídele ramene stěrače

	ohyb		krut									
Kritické místo	α [-]	β [-]	α [-]	β [-]	ε_V [-]	η_P [-]	σ_o [MPa]	τ_k [MPa]	σ_o^X [MPa]	τ_k^X [MPa]	k_s [-]	k_d [-]
1-1	2,79	1,90	1,89	1,50	0,93	0,86	74,9	54,4	96,4	83,2	1,7	2,3
2-2	1	1	1	1	0,92	0,86	41,5	18,6	183,2	124,8	3,9	3,7
3-3	2,33	1,84	1,67	1,42	0,92	0,86	105,6	37,3	98,4	86,7	1,7	2,0
4-4	2,33	1,84	1,67	1,42	0,92	0,86	14,4	37,3	98,4	86,7	2,9	3,8
5-5	1,88	1,55	1,59	1,37	0,92	0,86	3,2	35,5	117,1	90,3	3,1	4
6-6	2,48	1,76	2,01	1,52	0,93	0,86	4,3	57,8	104,4	82,4	1,9	2,9

6 Výpočet rozvinuté délky ohýbaného materiálu nádrže

Nádrž pro kapalinu do ostřikovačů je tvořena z ohýbaného plechu (stejně tak držáky nádrže). Úhel ohybu je 90 [°]. Pro tvorbu výkresové dokumentace je zapotřebí určit rozvinutou délku ohýbaného materiálu. Pro zjištění rozvinuté délky bude použita literatura [7].

Rozvinutá délka ohýbaného materiálu L je rovna součtu vnějších rozměrů zmenšeného o zkrácení v místě ohybu:

$$L = l_1 + l_2 - z_1 \quad (6.1)$$

L – rozvinutá délka ohýbaného materiálu

l_1, l_2 – vnější rozměry ohýbaného materiálu

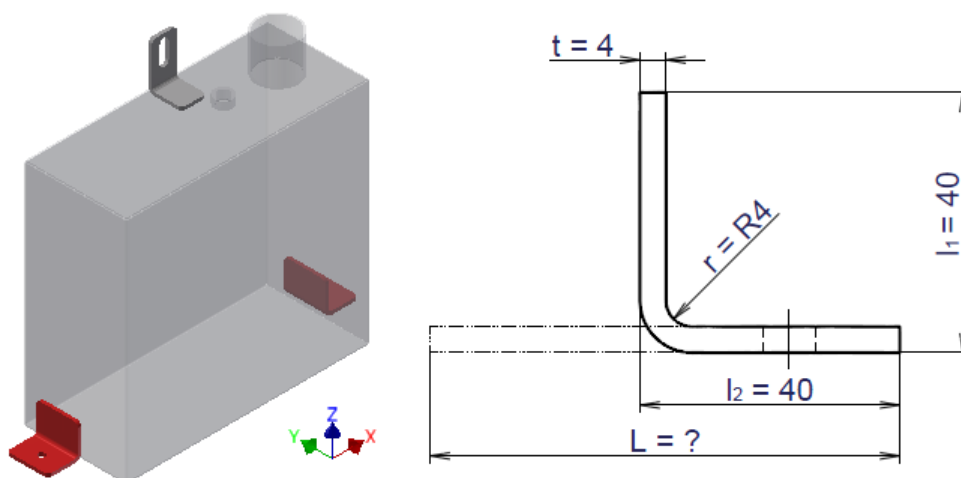
z_1 – zkrácení v místě ohybu; dle [7] závisí na poloměru ohybu r a tloušťce materiálu t

Rozvinutá délka spodního úchyty nádrže

Délka rozvinu úchyty nádrže určena dosazením hodnot z obr. 6.1 do rovnice (6.1):

$$L = l_1 + l_2 - z_1 = 40 + 40 - 7,7 = 72,3 \text{ [mm]} \quad (6.2)$$

z_1 – zkrácení v místě ohybu; pro $r = 4 \text{ [mm]}$ a $t = 4 \text{ [mm]}$ je $z_1 = 7,7 \text{ [mm]}$ dle [7]

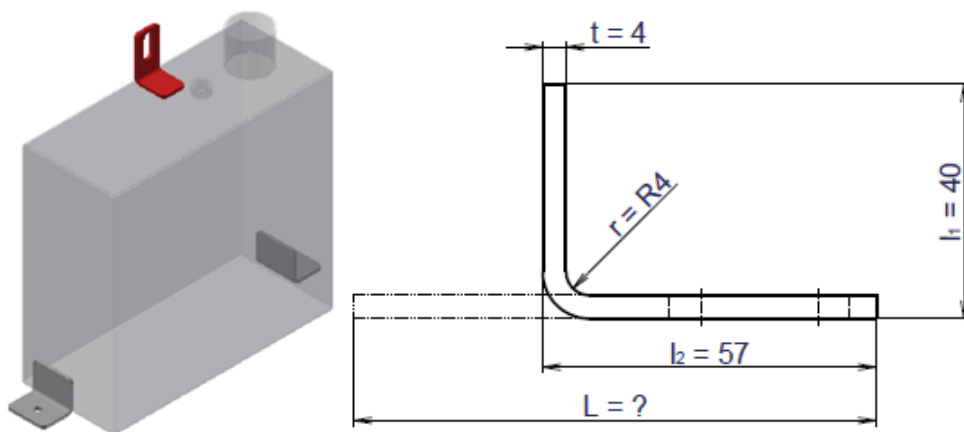


Obr. 6.1 – Výpočet rozvinuté délky spodního úchyty nádrže

Rozvinutá délka horního úchytu nádrže

$$L = l_1 + l_2 - z_1 = 40 + 57 - 7,7 = 89,3 [\text{mm}] \quad (6.3)$$

z_1 – zkrácení v místě ohybu; pro $r = 4 [\text{mm}]$ a $t = 4 [\text{mm}]$ je $z_1 = 7,7 [\text{mm}]$ dle [7]



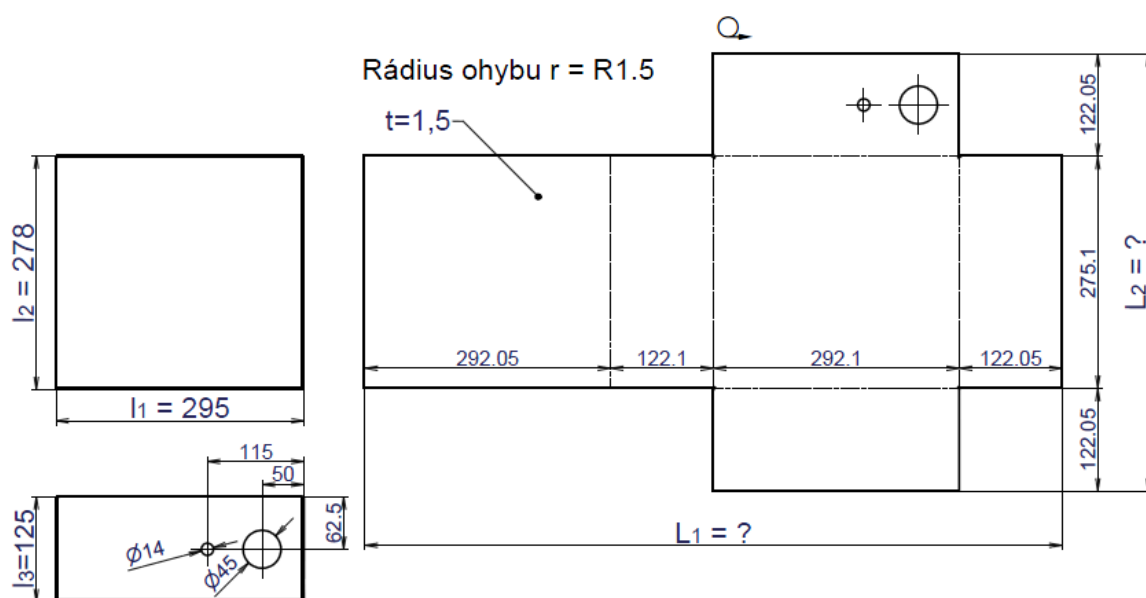
Obr. 6.2 – Výpočet rozvinuté délky horního úchytu nádrže

Rozvinutá délka a šířka nádrže

$$L_1 = (l_1 - 1,5) + l_3 + l_1 + (l_3 - 1,5) - 3 \cdot z_1 = (295 - 1,5) + 125 + 295 + (125 - 1,5) - 3 \cdot 2,9 = 828,3 [\text{mm}] \quad (6.4)$$

$$L_2 = (l_3 - 1,5) + l_2 + (l_3 - 1,5) - 2 \cdot z_1 = (125 - 1,5) + 278 + (125 - 1,5) - 2 \cdot 2,9 = 519,2 [\text{mm}] \quad (6.5)$$

z_1 – zkrácení v místě ohybu; pro $r = 1,5 [\text{mm}]$ a $t = 1,5 [\text{mm}]$ je $z_1 = 2,9 [\text{mm}]$ dle [7]



Obr. 6.3 – Výpočet rozvinuté délky a šířky nádrže

7 Závěr

V diplomové práci jsem se zabýval návrhem mechanismu stěrače kolejového vozidla městské dopravy – tramvaje Avenio, která je určená pro Mnichovskou linku. Vypracoval jsem stručnou rešerši. Popsal jsem teorii stíracích systémů včetně stávajícího mechanismu. Na základě odporové třecí síly působící na list stěrače (při kontaktu stíracího břitu se suchým sklem) a následného pákového převodu byl zjištěn potřebný točivý moment pohonu.

Hlavní částí práce byl návrh motoru a převodovky pro zadané parametry, návrh větší nádrže pro kapalinu do ostřikovačů (objem nádrže byl navýšen ze stávajících 7 [l] na 9 [l]) a pevnostní kontrola kritických míst. Při návrhu bylo potřeba dodržet maximální hmotnost stěrače dle zadání. Navrhl jsem změnu pohonu, kterou se hmotnost snížila o 1,9 [kg]. Další úspory hmotnosti 0,42 [kg] bylo dosaženo konstrukční úpravou nádrže. Celková hmotnost systému je nyní 24,9 [kg], což vyhovuje zadání. Další snížení hmotnosti je možné použitím alternativního pohonu (viz kap. 3.2).

Pevnostní kontrole jsem podrobil přípojovací šrouby nádrže, šrouby připojení rámu k hrubé stavbě vozidla a zkontroloval jsem také kritické části pákového převodu (čepy ojnice, ojnice, hřidel ramene stěrače).

Při rychlém stírání (za podmínky kontaktu stíracího břitu a suchého skla) dochází k přetížení, což vede ke zvýšení proudu a následnému přehřátí motoru. Aby se předešlo spálení vinutí motoru, doporučuji vybavit systém teplotní pojistkou.

Návrh mechanismu stěrače s navrženým motorem a převodovkou vyhovuje zadání diplomové práce, kontrolované součásti vyhovují pevnostním kontrolám.

8 Seznam použité literatury

- [1] ČERNOCH, Svatopluk a Ivo BERNARD. *Strojně technická příručka*. 13., upr. vyd. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1977, 1294 s.
- [2] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů – teorie + projekty*. Elektronické skriptum. VŠB-TU Ostrava, 2015. 398 s. [online]. © 2002-2015 [cit. 2018-02-26]
Dostupné z: <http://www.347.vsb.cz/files/kal01/kompletni_studijni_material.pdf>
- [3] KALÁB, Květoslav. *Návrh a výpočet dynamicky namáhaného šroubu přírubového spoje*. Vysokoškolská příručka. VŠB-TU Ostrava, 2013. 26 s. [online]. © 2013 [cit. 2018-02-26]
Dostupné z: <<http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-dynamickysroub.pdf>>
- [4] KLETEČKA, Jaroslav a FOŘT, Petr. *Technické kreslení*. 1. vyd. Brno: CP Books, 2005. 252 s. ISBN 80-251-0498-2.
- [5] LEINVEBER, Jiří a VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 5. upravené vydání. Úvaly: ALBRA, 2011. 927 s. ISBN 978-7361-081-4.
- [6] MORAVEC, Vladimír a Jiří HAVLÍK. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005, 64 s. ISBN 80-248-0878-1.
- [7] ŠVERCL, Josef. *Konstrukce, rozviny a stříhy výrobků z plechu pro školu a praxi*. 1. vyd. Praha: Scientia, 2000, 141 s. ISBN 80-7183-176-X.
- [8] *Popular mechanics magazine*, 1934. Chicago: Popular Machanics Company, 62(6). ISSN 0032-4558.
- [9] *Dílenská příručka automobilů Škoda 706*. 1. vyd. Praha: Liberecké automobilové závody - Dopravní nakladatelství MD, 1960, 143 s.
- [10] eFatigue - Fatigue Analysis on the Web. *eFatigue - Fatigue Analysis on the Web*. [online]. Copyright © 2008 [cit. 2018-04-08].
Dostupné z: <<https://www.efatigue.com>>
- [11] Internetový obchod společnosti *AM Equipment* z USA. [online]. [cit. 2018-02-08].
Dostupné z: <<http://store.amequipment.com/faq-i-19.html>>
- [12] Mechanické vlastnosti nerez oceli 1.4307. *Alfun*. [online]. [cit. 2018-04-08].
Dostupné z: <<http://www.alfun.cz/produkty/nerez/korozivzdorna-ocel-nerez>>

- [13] Mechanické vlastnosti nerezových šroubů. *Schaefer-Peters*. [online]. [cit. 2018-01-21]. Dostupné z: <http://www.schaefer-peters.com/uploads/tx_kkdownloader/Technical-Information_S_P_06.pdf>
- [14] Rotační stěrač. *Absolutemarine*. [online]. [cit. 2018-03-08] Dostupné z: <<http://www.absolutemarine.co.nz/windshield-wipers/clearview-screens>>
- [15] Výrobce pohonů. *Bosch*. [online]. [cit. 2018-03-08] Dostupné z: <<http://www.bosch-motorsport.de>>
- [16] Výrobce pohonů. *Parvalux*. [online]. [cit. 2018-02-08] Dostupné z: <<https://www.parvalux.com/pm50-l.html>>
- [17] Výrobce pohonů. *Zeitlauf*. [online]. [cit. 2018-03-09] Dostupné z: <<https://www.zeitlauf.de/>>

Seznam příloh

Příloha č. 1 – Maximální moment na pohonu a poloha klikového mechanismu

Výkresová dokumentace

Sestava mechanismu stěrače –	výkres č. DP-MS-00
Svařenec nádrže –	výkres č. DP-MS-02.01
Rozvin nádrže –	výkres č. DP-MS-02.01.01
Vstupní hrdlo nádrže –	výkres č. DP-MS-02.01.02
Spodní úchyt nádrže –	výkres č. DP-MS-02.01.03
Horní úchyt nádrže –	výkres č. DP-MS-02.01.04
Výstupní hrdlo nádrže –	výkres č. DP-MS-02.01.05

Příloha č. 1 – Maximální moment na pohonu a poloha klikového mechanismu

